

Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Christof Böttcher

aus: Göttingen

eingereicht am: 06.07.2006

mündliche Prüfung am: 20.11.2006

Vorsitzender des Prüfungsausschusses:

1. Referent:

2. Referent:

Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler

Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl

2006

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung der Volkswagen AG. Ich danke meinen Vorgesetzten Herrn Dr.-Ing. Markus Lienkamp, Herrn Dipl.-Ing. Matthias Michniacki und Herrn Dipl.-Ing. Helmut Walter, die diese Arbeit ermöglicht haben.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die Betreuung und Begutachtung dieser Dissertation.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl danke ich für die Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay sei für die Übernahme des Vorsitzes der eingesetzten Prüfungskommission gedankt.

Mein Dank gilt außerdem der Abteilung I/EK-4 der Audi AG Ingolstadt, die zu dieser Arbeit angeregt und Prüfstandskapazitäten zur Verfügung gestellt hat. Ganz besonders möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Holger Großmann danken, der mir durch fachliche Gespräche und Diskussionen eine Vielzahl von Anregungen gegeben und sehr viel Zeit beim Korrekturlesen dieser Arbeit aufgewendet hat.

Ich danke den Mitarbeitern des Instituts für Thermodynamik, die jederzeit für meine fachlichen und organisatorischen Fragen zur Verfügung standen.

Allen Kollegen der Abteilung Fahrzeugaufbau möchte ich meinen Dank für die kollegiale Zusammenarbeit und die freundliche Arbeitsatmosphäre aussprechen.

Frau Elisabeth Müller-Wagenführ sei gedankt für die stilistischen und orthografischen Korrekturvorschläge.

Dank gebührt schließlich meinen Eltern, die mir meine Ausbildung ermöglicht und meine beruflichen Vorhaben stets unterstützt haben. Meiner Freundin Melanie danke ich für Geduld, Unterstützung und Aufmunterung in den vielen „heißen Phasen“ meiner Promotion.

Kurzzusammenfassung

Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät

In der modernen Pkw-Klimatisierung werden zunehmend kompaktere Geräte mit erhöhter Leistungsfähigkeit entwickelt. Negativer Aspekt dieser Entwicklung ist die vermehrte Speicherung von Wasser in der Klimaanlage. In dieser Arbeit werden die Einflussfaktoren und die Folgen der Speicherung untersucht und Ansätze zur Reduzierung des gespeicherten Wassers vorgestellt. Es wurde ein Testverfahren entwickelt, durch das die Speicherung von Wasser im Verdampfer, im Klimagerät sowie in dem im Fahrzeug verbauten Klimagerät quantifiziert werden kann.

Abstract

Water retention in an Automotive AC unit

The modern trend in automotive climate control is for smaller, compact units with higher performance. Negative aspect of this development is the increase of water retention in an AC unit. In this work the influencing factors of water retention and their consequences are studied, furthermore several proposals to the reduction of water retention are given. A test procedure has been developed, in which the water retention in the evaporator, in the AC unit and in a vehicle installed AC unit could be quantified.

Resumé

Rétention d'eau dans un climatiseur pour véhicule

Dans les climatisations modernes pour véhicule, la tendance consiste à construire des appareils plus compacts avec une plus haute efficacité. Un aspect négatif de ce développement est une augmentation de la rétention d'eau dans le climatiseur. Les facteurs d'influence et les conséquences de cette rétention d'eau ont été analysés dans le cadre de ce travail. De plus plusieurs approches pour réduire cette rétention d'eau sont présentées. Une méthode d'essai a été développée, par laquelle la rétention de l'eau peut être quantifiée dans l'évaporateur, dans le climatiseur mais aussi dans le climatiseur incorporé dans un véhicule.

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS.....	I
NOMENKLATUR	III
1 EINLEITUNG.....	1
2 GRUNDLAGEN	3
2.1 AUFBAU EINER PKW-KLIMAANLAGE.....	3
2.1.1 Grundlegende Anforderungen.....	3
2.1.2 Pkw-Kältekreislauf.....	7
2.1.3 Bauarten eines Pkw-Klimagerätes	11
2.2 VERDAMPFER EINER PKW-KLIMAANLAGE	12
2.2.1 Verdampferleistung	13
2.2.2 Leistungsberechnung.....	14
2.2.3 Bauarten	16
2.2.4 Lamellenformen.....	19
2.2.5 Beschichtungen.....	20
3 KONDENSATENTSTEHUNG UND WASSERSPEICHERUNG	25
3.1 ABKÜHLUNG FEUCHTER LUFT	25
3.2 WASSERABLAUF.....	27
3.3 ZEITLICHE BETRACHTUNG DER TEILWASSERSTRÖME	30
3.4 EINFLUSS DER LUFTGESCHWINDIGKEIT.....	33
3.5 AUSWIRKUNGEN DER SPEICHERUNG VON WASSER	34
3.5.1 Leistung/Druckverlust	35
3.5.2 Geruch.....	36
3.5.3 Beschlag	37
3.6 BEZUGSGRÖSSEN FÜR GESPEICHERTES WASSER.....	39
4 ANSÄTZE ZUR REDUZIERUNG DES GESPEICHERTEN WASSERS DURCH OPTIMIERUNGEN.....	41
4.1 KLIMAGERÄT	41
4.2 VERDAMPFERGEOMETRIE.....	43
4.2.1 Lamellenabstand	43
4.2.2 Geteiltes Lamellenpaket	43
4.2.3 Senkrechte Vertiefungen.....	45
4.2.4 Lamellenloser Verdampfer	47
4.3 VERDAMPFERBESCHICHTUNG.....	49

5	EINFACHE TESTVERFAHREN ZUR ERMITTLUNG DES GESPEICHERTEN WASSERS.....	51
5.1	EINTAUCHTESTS.....	52
5.1.1	<i>Manuelles Verfahren.....</i>	52
5.1.2	<i>Verkürztes manuelles Verfahren</i>	53
5.1.3	<i>Eintauchversuch mit Vorrichtung</i>	53
5.2	SPRÜHTEST	56
5.3	BETRIEB DES VERDAMPFERS MIT SOLE.....	57
6	TESTVERFAHREN ZUR ERMITTLUNG DES GESPEICHERTEN WASSERS DURCH TROCKNUNG	59
6.1	VERWENDETE VERSUCHSEINRICHTUNGEN	60
6.2	GRUNDSATZUNTERSUCHUNGEN AN EINEM VERDAMPFER.....	62
6.2.1	<i>Versuchsaufbau.....</i>	62
6.2.2	<i>Versuchsdurchführung.....</i>	63
6.2.3	<i>Bestimmung des gespeicherten Wassers durch Wiegen.....</i>	65
6.2.4	<i>Bestimmung des gespeicherten Wassers durch Trocknung.....</i>	66
6.2.5	<i>Analyse des Trocknungsprozesses.....</i>	72
6.2.6	<i>Modifikationen des Trocknungsverfahrens</i>	81
6.2.7	<i>Ergebnisse.....</i>	84
6.3	VERSUCHE AM KLIMAGERÄT	85
6.3.1	<i>Versuchsaufbau.....</i>	85
6.3.2	<i>Versuchsdurchführung.....</i>	87
6.3.3	<i>Ergebnisse.....</i>	87
6.3.4	<i>Messung an einem modifizierten Klimagerät.....</i>	88
6.4	VERSUCHE AM FAHRZEUG	89
6.4.1	<i>Versuchsaufbau.....</i>	89
6.4.2	<i>Versuchsdurchführung.....</i>	91
6.4.3	<i>Ergebnisse.....</i>	92
6.4.4	<i>Modifikation der Fahrzeugmessung.....</i>	94
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	96
8	LITERATURVERZEICHNIS	99
	ANHANG	104
	FEHLERMÖGLICHKEITEN.....	105
	BERECHNUNGEN	121
	ÜBERSICHT DER DURCHFÜHRTEN MESSUNGEN	124

Nomenklatur

Abkürzungen

BIT	Benzisothiazolin
FH	Fin Height
FP	Fin Pitch
HF	Fluorwasserstoff
KOH	Kaliumhydroxid
PAG	Polyalkylenglycol
PMV	Predicted Mean Vote
R134a	Kältemittel 1,1,1,2-Tetrafluorethan
R744	Kältemittel Kohlenstoffdioxid
r.F.	relative Luftfeuchte
TBA	Thiabendazol

Formelzeichen

A	m^2	Fläche
c_p	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	spezifische isobare Wärmekapazität
\dot{H}	J/s	Enthalpiestrom
h	J/kg	spezifische Enthalpie
k	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Wärmedurchgangskoeffizient
$L_{A\ddot{O}}$	m	Breite der Öffnung der Ausstellungen
L_{AR}	m	Breite des Randes der Ausstellungsöffnung
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
p_0	Pa	Umgebungsdruck
p_s	Pa	Sättigungsdruck
\dot{Q}	W	Wärmestrom
R	$\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Gaskonstante
r	J/kg	Verdampfungsenthalpie
s	m	Wanddicke
T	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$	Temperatur
t	s	Zeit
x	$\text{kg}_w/\text{kg}_{L,\text{tr}}$	Wassergehalt der Luft

Griechische Formelzeichen

α	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	Wärmeübergangskoeffizient
λ	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	Wärmeleitfähigkeit
τ	$^{\circ}\text{C}$	Taupunkt
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
φ	%	relative Luftfeuchtigkeit

Indizes

0	auf Umgebung bezogen
a	außen
Ab	Abwasser
D	Dampf
Diff	Differenz
ein	eintretend
exakt	tatsächlicher Wert
f	feucht
gemessen	gemessener Wert
gesp	gespeichert
i	innen
Ko	Kondensat
L	Luft
lat	latent
m	mittel
max	Maximum
min	Minimum
nach	nach Verdampfer
S	Sättigung
Saug	Saugdruck
sens	sensibel
Stirn	Stirnfläche
tr	trocken
Trocknung	Trocknungsvorgang des Verdampfers
vor	vor Verdampfer
W	Wasser
Waage	gewogener Anteil

Fachbegriffe der Pkw-Klimatisierung

Blockventil	Thermostatisches Expansionsventil, wobei Stellglied und Fühler in einem Bauteil zusammengefasst sind.
CAN-Bus	CAN (Controller Area Network) ist ein Bussystem, das 1983 von Bosch für die Vernetzung von Steuergeräten im Automobil entwickelt wurde, um Kabelbäume und die Ausfallwahrscheinlichkeit zu reduzieren.
Defrostausströmer	Luftauslass der Klimaanlage, der im oberen Bereich der Schalttafel angeordnet ist. Durch diesen Auslass wird die Windschutzscheibe beaufschlagt, um Vereisung oder Beschlag zu entfernen.
Fußraumausströmer	Luftauslässe der Klimaanlage, die in den Fußbereich der Fahrer- und Beifahrerseite gerichtet sind. Diese Auslässe werden meist im Winterbetrieb genutzt, um erwärmte Luft in den Innenraum zu fördern.
Klappenkasten	Teil des Klimagerätes, in dem der konditionierte Luftstrom auf die verschiedenen Luftauslässe aufgeteilt wird.
Klimagerät	Beinhaltet Gebläse, Verdampfer, Heizungswärmeübertrager und Luftverteilung und ist meist im Fahrzeuginnenraum angeordnet.
luftseitige Regelung	Regelprinzip des Heizungswärmeübertragers bei dem die Heizleistung durch einen Bypass des Luftstromes eingestellt wird.
Orifice Tube	Ungeregeltes Drosselorgan im Kältekreislauf einer Fahrklimaanlage.
Schalttafel ausströmer	Luftauslässe der Klimaanlage, die in der Schalttafel angeordnet und auf Oberkörper und Kopf der Passagiere ausgerichtet werden können. Diese Auslässe werden meist verwendet, um gekühlte Luft in den Innenraum zu fördern.
Staudruckklappe	Klappe am Außenlufteintritt des Klimagerätes. Geschwindigkeitsabhängig wird damit der Querschnitt der Außenluftansaugung eingestellt, um damit eine Beeinflussung der Fördermenge des Gebläses durch die Fahrgeschwindigkeit auszuschließen.
Wasserkasten	Kammer an der Lufteintrittsöffnung des Fahrzeugs. Dort wird mit dem Luftstrom eintretendes Wasser abgeschieden.
wasserseitige Regelung	Regelprinzip des Heizungswärmeübertragers bei dem die Heizleistung über den Durchfluss des Motorkühlmittels eingestellt wird.

1 Einleitung

Mit dem Aufkommen von geschlossenen Karosserien bei Pkw ergab sich die Notwendigkeit, die Temperatur im Fahrzeuginnenraum zu beeinflussen. Zunächst war nur das Heizen möglich, bis Anfang der fünfziger Jahre auch erste serienmäßige Kühleinrichtungen angeboten wurden. Klimaanlage im heutigen Sinne werden seit dem Ende der sechziger Jahre in Pkws verbaut. Diese Technik war anfangs nur für Luxusfahrzeuge verfügbar, aber durch Reduzierung der Baugröße und günstigere Herstellverfahren konnten später auch kleinere Fahrzeugklassen mit Klimaanlage ausgestattet werden. Heute beträgt die Marktdurchdringung etwa 95 %. Im Zuge der Entwicklung konnte durch die Klimaanlage kontinuierlich ein höheres Maß an thermischem Komfort erzeugt werden. Um dies zu erreichen, wurden in anderen Bereichen Kompromisse eingegangen, die sich bei modernen Klimaanlagen durch mögliche Geruchs- und Beschlagbildung äußern. Offensichtlicher Grund hierfür ist die Speicherung von Wasser im Klimagerät.

Ansatz der vorliegenden Arbeit ist das Herausstellen eines Weges, der zu einer Umsetzung von Maßnahmen zur Reduzierung des gespeicherten Wassers in serienmäßigen Pkw-Klimageräten führt. Dazu werden zuerst die Anforderungen an die Pkw-Klimatisierung und der grundlegende Aufbau analysiert. Besonderes Augenmerk wird auf den Verdampfer gerichtet, da an dessen kalter Oberfläche Wasser kondensiert und auf diese Weise in das betrachtete System eingebracht wird. Die detaillierte Untersuchung der Vorgänge bei der Kondensation und dem Abfließen von Wasser im Verdampfer eröffnet das Verständnis für die bereits bekannten Ansätze zur Verminderung der Speicherung, die aus Literatur und Patenten recherchiert wurden.

Es wird deutlich, dass eine starke Diskrepanz zwischen der Anzahl der bekannten und umgesetzten Lösungen besteht. Grund dafür ist, dass eine Umsetzung von Maßnahmen zur Verminderung der Speichermenge in den meisten Fällen nicht kostenneutral möglich ist. Daher kann es nur zu einer Anwendung in Serienfahrzeugen kommen, wenn Grenzwerte bezüglich der Wasserspeicherung vereinbart werden. Sinnvoll ist eine solche Angabe jedoch nur, wenn diese Werte überprüfbar sind. Grundlage dafür ist ein Verfahren, mit dessen Hilfe das gespeicherte Wasser reproduzierbar bestimmt werden kann.

Eine Betrachtung der bekannten Verfahren zur Ermittlung des gespeicherten Wassers zeigte, dass diese nur auf den Verdampfer fokussiert sind und das Klimagerät nicht einbezogen wird. Da aber Verfahren zur Reduzierung der Wasserspeicherung außer am Verdampfer auch am Gerät ansetzen können, darf die Komponente „Verdampfer“ im Test

nicht isoliert betrachtet werden. In der wissenschaftlichen Literatur ist bisher kein Verfahren bekannt, das die Wasserspeicherung in einem Klimagerät quantifizierbar macht. Ziel dieser Arbeit ist daher die Erarbeitung eines geeigneten Testverfahrens, das sowohl auf den Verdampfer als auch auf ein vollständiges Klimagerät sowie auf ein im Fahrzeug installiertes Gerät zuverlässig und wirtschaftlich angewendet werden kann.

Weiterhin galt es, die Größenordnung der gespeicherten Wassermenge in derzeitigen konventionellen Pkw-Klimaanlagen zu ermitteln und zusätzliche Erkenntnisse bezüglich der Wirksamkeit einiger neuer Lösungsansätze zur Reduzierung des gespeicherten Wassers zu erlangen.

2 Grundlagen

In den früheren Tagen des serienmäßigen Einsatzes von Klimaanlage in Pkw wurde nicht von einer Speicherung von Wasser in den verwendeten Geräten berichtet. Da es sich demnach um ein Problem der modernen Pkw-Klimatisierung handelt, müssen zunächst die besonderen Randbedingungen dieser Anwendung untersucht werden. Dafür wird zuerst der grundlegende Aufbau von modernen Pkw-Klimaanlagen dargestellt, um dann speziell auf die Komponente „Verdampfer“ einzugehen.

2.1 Aufbau einer Pkw-Klimaanlage

Eine Pkw-Klimaanlage lässt sich grundlegend in Kältekreislauf und Klimagerät aufteilen. Der Kältekreis dient der Bereitstellung der für die Klimatisierung notwendigen Kälteleistung. Bis auf den Verdampfer, der die Schnittstelle zum Fahrzeuginnenraum darstellt, befinden sich alle Komponenten des Kältekreislaufs im Motorraum des Pkw. Das Klimagerät ist meistens im Fahrzeuginnenraum angeordnet und dient der Konditionierung und Verteilung der Zu- und Umluftströme.

2.1.1 Grundlegende Anforderungen

Der Anforderungsrahmen für die Klimatisierung von Pkw wird von den entsprechenden Normen und Richtlinien präzise vorgegeben. Relevant ist vor allem die DIN 1946 „Raumlüftungstechnik“, in deren drittem Teil explizit Aussagen zur „Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen“ /1/ gemacht werden. Außerdem ist die VDI-Richtlinie 6032 zu beachten, welche „Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung“ /2/ vorgibt.

Mittelpunkt für alle Betrachtungen bezüglich der Klimatisierung von Pkw ist der Mensch /1/. Aus diesem Ansatz heraus sollen durch den Betrieb von Heizungs- und Klimaanlage-systemen Kondition und Konzentration von Fahrer und Fahrgästen erhalten werden /1/. Die Sinnfälligkeit dieser Anforderung wird durch eine Studie gestützt, die gezeigt hat, dass schon ein Temperaturanstieg von 25 auf 35 °C die Sinneswahrnehmung und Kombinationsfähigkeit um 20 % verringert /3/. Die Pkw-Klimaanlage soll bei allen Umgebungsbedingungen ein komfortables Klima erzeugen, sodass auch bei instationären Vorgängen (Aufheizen, Abkühlen etc.) Komfortbeeinträchtigungen minimiert werden /1/. Um dieser Forderung nachzukommen, sind die thermischen Größen im Fahrzeuginnenraum in möglichst kurzer Zeit einzustellen. Da zum sicheren Führen eines Pkw die freie Sicht unabdingbar ist, müssen die Scheiben durch die Klimaanlage schnell enteist und dauerhaft

beschlagfrei gehalten werden /1/. Außerdem ist durch die ausreichende Zufuhr von Frischluft für die Einhaltung der Luftqualitätsstandards im Fahrzeuginnenraum zu sorgen.

Von der Klimaanlage dürfen keine unüblichen Schall- und Geruchsemissionen ausgehen und der Betrieb darf zu keiner Zeit zur Beeinträchtigung der Gesundheit von Fahrer und Fahrgästen führen /2/. Partikelförmige Stoffe und Mikroorganismen sind weitgehend von der Klimaanlage fernzuhalten /2/.

Die Auslegung und Konstruktion einer Pkw-Klimaanlage ist aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten des zu klimatisierenden Raumes, der schnell wechselnden thermischen Gegebenheiten und des diskontinuierlichen Betriebs sehr anspruchsvoll. Im geparkten Pkw können sich je nach Umgebungsbedingungen extreme Temperaturen einstellen. In Mitteleuropa muss im Winter von Starttemperaturen von $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ und im Sommer von $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ausgegangen werden.

Haupteinflussfaktor für die starke Aufheizung im Sommer sind die im Verhältnis zum kleinen Innenraumvolumen (2 bis 3 m^3) relativ großen, stark geneigten Scheibenflächen (2 bis 3 m^2). Damit die Sicht des Fahrers unter keinen Umständen eingeschränkt wird, verlangt der Gesetzgeber eine Transmissionsrate von 75 % für die Frontscheibe und 70 % für die vorderen Seitenscheiben. Auf diese Weise gelangt unter Sonneneinstrahlung ein großer Anteil sichtbarer Strahlung durch die Scheiben in den Innenraum und wird beim Auftreffen auf die Einbauten absorbiert und in langwellige Wärmestrahlung umgewandelt. Diese wird von den Scheiben zurückgehalten und es kommt zu einer Erwärmung des Fahrzeuginnenraums weit über das Niveau der Umgebungstemperatur hinaus (Treibhauseffekt).

Neben den Scheiben setzt aber auch die Karosserie des Pkw dem Wärmeaustausch mit der Umgebung nur geringen Widerstand entgegen. Die begrenzten Platzverhältnisse im Pkw lassen eine Verwendung von Isolationsmaterialien in ausreichender Schichtdicke nicht oder nur bedingt zu. Hinzu kommt ein hoher Wärmeübergang an der Karosserie bei hohen Geschwindigkeiten. Die nicht zu vermeidenden Undichtigkeiten der Karosserie bedingen erhöhte Anforderungen an die Klimatisierung des Fahrzeuginnenraumes. Stellt sich im Fahrzeuginnenraum Unterdruck ein, wie es beispielsweise bei schneller Fahrt und Umluftbetrieb der Klimaanlage der Fall ist, wird Luft über die Karosserie ausgetauscht. Dringt im Sommerbetrieb ein warmer, feuchter Luftstrom auf diese Weise in den Fahrzeuginnenraum ein, wird die Wirkung der Klimaanlage entsprechend nachteilig beeinflusst /4/.

Eine weitere große Herausforderung an die Pkw-Klimatisierung ergibt sich aus dem Einfluss von Wärmestrahlung auf die Fahrgäste. Unter direkter Sonneneinstrahlung empfindet der Mensch niedrigere Lufttemperaturen angenehmer als es ohne Strahlung der Fall ist. Zur Beurteilung dieses Effektes kann ein Maß zur Beurteilung der Behaglichkeit wie der Predicted Mean Vote (PMV = vorhergesagtes durchschnittliches Gesamttempfinden) herangezogen werden. Gemäß DIN EN ISO 7730 /5/ reicht die Skala dieses Index von -3 (kalt) bis +3 (warm). Der Einfluss der Sonneneinstrahlung auf diesen Beurteilungsindex wird in einer Veröffentlichung von Großmann berücksichtigt /4/.

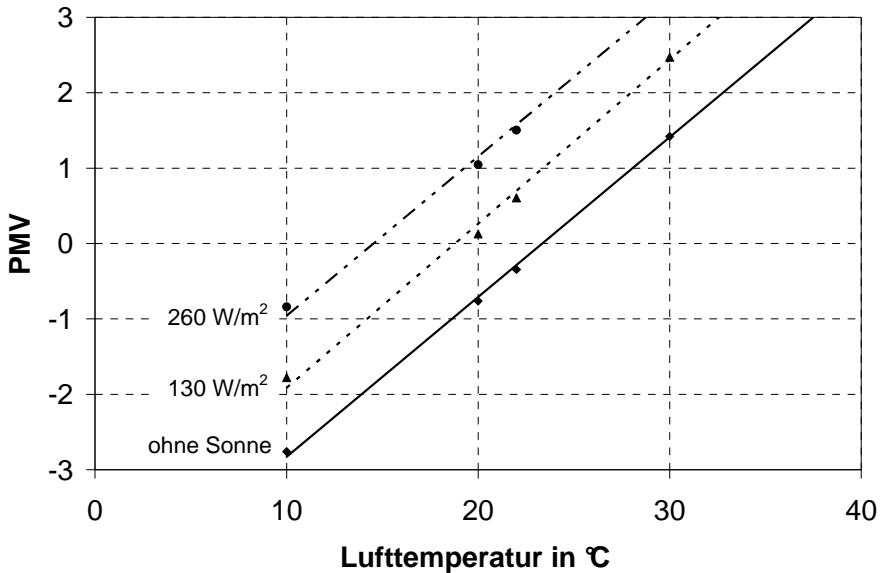


Abb. 1: Thermisches Empfinden (Predicted Mean Vote) in Abhängigkeit von der Lufttemperatur mit dem Parameter „Intensität der Sonneneinstrahlung auf den Oberkörper des Fahrers“ (nach den Berechnungen von Großmann /4/).

Abb. 1 zeigt in einem Diagramm das Maß des PMV in Abhängigkeit von der Lufttemperatur mit dem Parameter „Intensität der Sonneneinstrahlung auf den Oberkörper des Fahrers“. Dort wird deutlich, dass ohne Sonneneinstrahlung mit einer Lufttemperatur von 23,5 °C eine neutrale Bewertung zu erzielen wäre, während dafür bei Strahlungsintensitäten von 130 und 260 W/m² auf den Körper Temperaturen von 19 °C bzw. 14,5 °C notwendig wären.

Allerdings können die Fahrgäste nicht nur direkter Sonneneinstrahlung, sondern auch indirekter Strahlung durch umgebende Bauteile und Umschließungsflächen ausgesetzt sein. Im Gegensatz zur Gebäudeklimatisierung ist im Pkw einerseits der Abstand zu diesen Umschließungsflächen außerordentlich gering und andererseits sind die Temperaturunterschiede größer, wodurch die Wärmeübertragung durch Strahlung begünstigt wird. Bei starker Sonneneinstrahlung können sich beispielsweise an der Instrumententafel Oberflächentemperaturen von über 100 °C einstellen /6/.

Die erläuterten Randbedingungen zeigen, dass die an die Fahrzeugklimaanlage gestellten Anforderungen nur erfüllt werden können, wenn große Kühl- und Heizleistungen zur Verfügung stehen. Da nur eine konvektive Einbringung dieser Leistungen in den Innenraum möglich ist, werden gleichzeitig große Luftmassenströme benötigt. In der Fahrzeugmittelklasse (A- und B-Klasse) werden heute ca. 6 kW Kälteleistung¹ installiert. Zum Aufheizen des Fahrzeugs stehen ca. 7 kW Heizleistung² zur Verfügung.

Abhängig von der Drehzahl des Gebläses können dem Fahrzeuginnenraum Luftmassenströme von 120 bis 600 kg/h zugeführt werden. Durch einen Vergleich der genannten Zahlen mit entsprechenden Werten aus der Gebäudeklimatisierung wird die Größenordnung deutlicher. Dies wird in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 1: Vergleich Gebäude- und Fahrzeugklimatisierung (nach Kolb /7/).

	Gebäude (30 m³)	Fahrzeug (3 m³)
Kühlleistung	2,4 kW	3 - 6 kW ³
Heizleistung	1,8 kW	5 - 12 kW ³
Raumvolumen pro Person	> 12 m³/Person	~ 0,6 m³/Person
Ausströmgeschwindigkeit	~ 0,2 m/s	< 5 m/s
Umströmungsgeschwindigkeit	0 – 80 km/h	0 – 250 km/h
Luftwechselrate pro Stunde	2 – 3	100 – 200

¹ Zuluft: 30 °C, 40 % rel. Feuchte; Luftmassenstrom: 600 kg/h

² Zuluft: -10 °C und 300 kg/h; Kühlflüssigkeit: 90 °C und 500 l/h

³ Richtwerte für die Auslegung der Heizung, Kühlung und Lüftungsanlage, DIN 1946 Teil 3, 2006 /1/

2.1.2 Pkw-Kältekreislauf

In der Pkw-Klimatisierung erfolgt die Bereitstellung der nötigen Wärmesenke durch einen geschlossenen Kompressionskältekreislauf. Es handelt sich dabei um einen linkslaufenden Kreisprozess mit dem Kältemittel R134a⁴ als Betriebsstoff. Dieses Kältemittel ersetzte zu Beginn der 90er Jahre das Kältemittel R12⁵, dessen Verwendung durch die FCKW-Halon-Verordnung Ende 1994 verboten wurde /7/. Grund für das Verbot war das Ozonabbau-potential und das hohe Treibhauspotential dieser Stoffe. Das Ersatzkältemittel R134a weist kein Ozonabbau-potential und gegenüber R12 ein geringeres Treibhauspotential auf. Heute wird auch das Treibhauspotential des Kältemittels R134a als zu hoch angesehen, Pläne zum Verbot dieses Kältemittels sind vom Gesetzgeber bereits verabschiedet. Das Verbot gilt ab dem 1. Januar 2011 für die Verwendung in Klimaanlage von neuen Fahrzeugtypen, und ab dem 1. Januar 2017 für alle neuen Fahrzeuge /8/. In zukünftigen Systemen wird daher voraussichtlich das Kältemittel R744 (Kohlenstoffdioxid) verwendet werden.

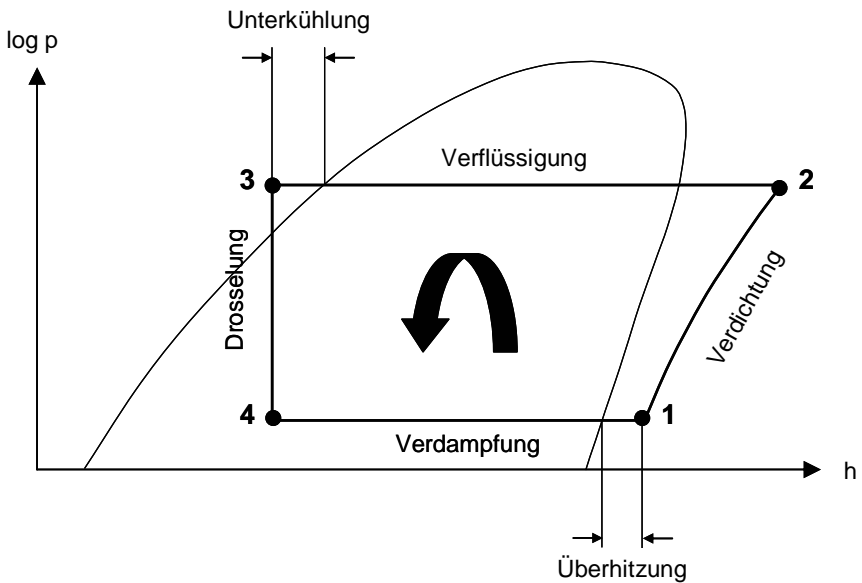


Abb. 2: Kreisprozess einer Kältemaschine im Logarithmus p, h - Diagramm

⁴ 1,1,1,2-Tetrafluorethan, chemische Formel: $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$

⁵ Dichlordifluormethan, chemische Formel: CCl_2F_2

Grundsätzlich besteht ein Kompressionskältekreislauf aus den vier Hauptkomponenten Verdichter, Verflüssiger, Drosselorgan und Verdampfer. Zum Verständnis ist es sinnvoll, den Kreislauf anhand eines logarithmisch aufgetragenen Druck-Enthalpie-Diagramms zu betrachten (vgl. Abb. 2). Am Zustandspunkt, der im Diagramm als 1 bezeichnet ist, saugt der Verdichter aus dem Verdampfer bei niedrigem Druck meistens überhitzten Dampf ab, komprimiert diesen auf ein höheres Druckniveau (Zustandspunkt 2) und fördert ihn in den Verflüssiger (Kondensator). Der heiße Kältemitteldampf gibt im Verflüssiger Wärme ab und kondensiert dabei. Als Wärmesenke dient Umgebungsluft, die über die Außenseite des Verflüssigers geführt wird. Das vollständig flüssige und unterkühlte Kältemittel (Zustandspunkt 3) gelangt zum Drosselorgan und wird dort auf den niedrigen Verdampfungsdruck entspannt. Bei dieser isenthalpen Drosselung entsteht Kältemitteldampf mit einem Anteil an flüssigem Kältemittel. Im Verdampfer erfolgt die Verdampfung unter Abnahme des Flüssigkeitsgehaltes. Die zur Verdampfung notwendige Wärme wird dem über die Außenseite des Verdampfers geförderten Luftstrom entnommen, der dadurch die gewünschte Abkühlung erfährt.

Verdichter

Im Fahrzeug wird der Kältemittelverdichter durch den Riemetrieb des Verbrennungsmotors mechanisch angetrieben. Daher ist der Verdichter, der auch als Kompressor bezeichnet wird, als offener Verdichter ausgeführt. Offene Bauart bedeutet, dass die Antriebswelle des Verdichters die Schnittstelle zur Umgebung darstellt und der Verdichter selbst nicht gekapselt ist. Am gängigsten für die Fahrzeuganwendung sind Kolbenverdichter, ausgeführt als Axialkolbenverdichter mit Taumelscheibe.

Bei dieser Bauart sind die Zylinder und die Kolben axial um die Antriebswelle angeordnet. Üblich sind fünf oder sieben Zylinder mit einem Gesamthubvolumen von 120 bis 170 cm³. Es besteht bei dieser Konstruktion die Möglichkeit, den Winkel zwischen Taumelscheibe und Welle zu verstellen und somit den Kolbenhub zu variieren. Dadurch lässt sich der Kältemittelmassenstrom beeinflussen, was wiederum zu einer Leistungsregelung führt. Der Vorgang zur Änderung des Winkels ist abhängig von dem Unterschied zwischen dem auf die Ober- und Unterseite des Kolbens wirkenden Druckes. Durch Regelung des Kurbelgehäusedruckes wird somit eine Verstellung erreicht. Man unterscheidet intern und extern geregelte Verdichter. Bei der internen Regelung wird durch das Gleichgewicht zwischen Federkräften und Druckdifferenzen auf einen fest eingestellten Saugdruck und damit auf eine bestimmte Verdampfungstemperatur geregelt. Der extern regelbare Kältemittelverdichter ist eine Weiterentwicklung des intern regelbaren Verdichters. Durch ein integriertes Regelventil besteht hier die Möglichkeit, den Kurbelgehäusedruck extern zu beeinflussen.

Das ermöglicht eine bedarfsgerechte und damit energiesparende Einstellung der Verdampfungstemperatur.

Zur Schmierung des Verdichters wird meist ein Polyalkylenglykol (PAG) verwendet. Es wird im Kältemittel gelöst oder in Tropfenform mitgerissen und läuft im Kreislauf um. Daher sind alle Bauteile des Kältemittelkreislaufs so auszulegen, dass die Rückführung des Öls zum Verdichter gewährleistet wird.

Verflüssiger

Der Verflüssiger wird im Fahrzeug üblicherweise im Motorraum vor dem Wasserkühler angeordnet. Die durch den Kühlergrill eintretende Umgebungsluft trifft somit direkt auf den Verflüssiger. Der Luftstrom wird mit einem Gebläse erhöht, das meistens hinter dem Wasserkühler installiert ist.

Derzeit kommen überwiegend gelötete Verflüssiger in Flachrohrbauweise aus Aluminium zum Einsatz. Zwischen den einzelnen Rohren befinden sich Lamellenpakete, um die luftseitige Fläche zu vergrößern. Zugunsten niedriger kältemittelseitiger Druckverluste werden die einzelnen Rohre eines Verflüssigers bündelweise parallel von Kältemittel durchströmt.

Drosselorgan

Grundsätzlich werden in der Fahrzeugklimatisierung zur Drosselung des flüssigen Kältemittels thermostatische Expansionsventile oder Orifice Tubes verwendet. Orifice Tubes sind preisgünstiger und unempfindlich gegenüber Verunreinigungen oder Feuchtigkeit im System. Durch die unveränderliche Öffnung der Drossel wird dem Verdampfer, abhängig von den Druckverhältnissen, eine bestimmte Kältemittelmenge zugeführt. Die eigentliche Drosselstelle besteht beim Orifice Tube aus einem Sintermetallelement. Davor und dahinter ist jeweils ein Sieb angeordnet. Das eingangsseitige Sieb dient der Grobreinigung, während das ausgangsseitige Sieb das Kältemittel vor dem Eintritt in den Verdampfer zerstäuben soll.

In heutigen Pkw-Klimaanlagen werden überwiegend thermostatische Expansionsventile verwendet. Das Ventil besteht aus der eigentlichen Ventileinheit und einem Fühler. Durch diesen wird die Temperatur am Verdampferausgang erfasst und als Druckänderung in einer Kapillare weitergegeben. Diese Kapillare mündet im Kopf des Ventils, wo der Druck auf eine Membran wirkt, die mit der Ventilschraube verbunden ist. Auf die andere Seite der Membran wirken der Verdampfungsdruck und die Kraft einer Feder. Steigt nun die Temperatur am Verdampferausgang, erhöht sich auch der Druck in der Fühlerkapillare.

Übersteigt dieser Druck den Gegendruck aus Federkraft und Verdampfungsdruck, wird die Ventilspindel nach unten gedrückt und gibt einen größeren Querschnitt frei. So wird eine erhöhte Überhitzung durch eine Steigerung der Verdampferfüllung ausgeglichen. Auf diese Weise kann für alle Betriebszustände eine geeignete Verdampferfüllung realisiert werden. Eine richtige Auslegung des Ventils vorausgesetzt, ist eine Beschädigung des Verdichters durch Flüssigkeitsreste nach der Verdampfung vermeidbar.

Wegen der einfachen Handhabung werden in Pkw-Klimaanlagen thermostatische Expansionsventile verwendet, bei denen Stellglied und Fühler zu einem Bauteil zusammengefasst sind. Diese so genannten Blockventile erfordern daher eine Zusammenführung von Aus- und Eintrittsöffnung des Verdampfers.

Sammelbehälter

Beim Einsatz von Orifice Tubes können Betriebsphasen auftreten, in denen der Verdampfer mit einer zu hohen Menge an Kältemittel beaufschlagt wird. Als Folge der unvollständigen Verdampfung treten flüssige Kältemittelanteile aus dem Verdampfer aus. Um eine Schädigung des Verdichters durch Flüssigkeitsschläge zu vermeiden, wird daher nach dem Verdampfer ein Sammelbehälter angeordnet, der als Flüssigkeitsabscheider dient. Der Behälter, auch Akkumulator genannt, nimmt außerdem einen Überschuss an Kältemittel auf, da abhängig von den Betriebsbedingungen unterschiedlich viel Kältemittel im Kreislauf benötigt wird. Weiterhin enthält der Akkumulator einen Filter und Trocknungssubstanzen. Der Filter scheidet Verunreinigungen wie den Abrieb vom Verdichter ab. Durch die Trocknungssubstanzen wird eventuell vorhandenes Wasser chemisch oder physikalisch gebunden.

Mit dem Kältemittel wird auch Schmierstoff mitgeführt, der dem Verdichter wieder zugeführt werden muss. Zu diesem Zweck erfolgt die Ansaugung des gasförmigen Kältemittels aus dem Akkumulator durch ein U-Rohr. An dessen tiefster Stelle befindet sich eine Ölan-saugbohrung. Durch die Sogwirkung beim Ansaugen des Kältemittels gelangt dadurch jeweils eine kleine Menge Öl in die Saugleitung zum Verdichter.

Da bei geregelter Überhitzung durch ein thermostatisches Expansionsventil ein Austrag von flüssigem Kältemittel in der Regel vermieden wird, kann auf einen Flüssigkeitsabscheider nach dem Verdampfer verzichtet werden. In einem Kreislauf mit Blockventil wird stattdessen ein Hochdrucksammler nach dem Verflüssiger angeordnet. Bei modernen Konstruktionen ist der Sammler im Verflüssiger integriert. Analog zum Akkumulator bei Orifice-Tube-Systemen dient der Hochdrucksammler als Ausgleichsgefäß für überschüssiges Kältemittel und enthält Filter- und Trocknungsmaterial.

Verdampfer

Der Verdampfer ist im Klimagerät verbaut, das sich meist im Fahrzeuginnenraum befindet. Ein Gebläse fördert Außen- oder Umluft über die Außenseite des Verdampfers. Das im Inneren verdampfende Kältemittel entzieht die zu diesem Phasenwechsel notwendige Wärme dem an der Außenseite vorbeistreichenden Luftstrom, der auf diese Weise die gewünschte Abkühlung erfährt. Liegt die Oberflächentemperatur des Verdampfers unterhalb der Taupunkttemperatur der Luft, wird zudem in der Luft enthaltene Feuchtigkeit als Kondensat abgeschieden. Eine detaillierte Beschreibung des Verdampfers befindet sich in Kapitel 2.2

2.1.3 Bauarten eines Pkw-Klimagerätes

Als Klimagerät wird der Teil der Pkw-Klimaanlage bezeichnet, der sich als zusammengefasstes Bauteil im Innenraum befindet und die Luftbehandlungsstufen Kühlen, Entfeuchten und Erhitzen beinhaltet. Die Luft tritt ins Klimagerät über den so genannten Wasserkasten ein. Dieser befindet sich üblicherweise im Motorraum unterhalb der Frontscheibe der Beifahrerseite, um dort die einströmende Luft zu sammeln und gleichzeitig eingetretenes (Regen-)Wasser abzuschneiden. Am Eintritt des Klimagerätes befindet sich die so genannte Staudruckklappe. Bei höheren Geschwindigkeiten wird damit der Querschnitt der Außenluftzufuhr verkleinert, um die ausströmende Luftmenge im Fahrgastraum annähernd gleich zu halten. Zum Fahrzeuginnenraum gerichtet, befindet sich eine zweite Ansaugöffnung, durch die Umluft ins Klimagerät gelangen kann. Mittels einer Klappenmechanik kann zwischen der Ansaugung von Außen- oder Umluft umgeschaltet werden. Hinter dieser Klappe ist in Luftrichtung das Gebläse angeordnet, das elektrisch angetrieben und gewöhnlich als Radialgebläse ausgeführt ist. Zur manuellen Einstellung des Gebläses werden meist Vorwiderstände verwendet. Bei Klimaanlageanlagenregelungen wird der Gebläsemotor über eine Leistungselektronik oder annähernd verlustfrei über Pulsweitenmodulation angesteuert. Die geförderte Luft strömt anschließend durch einen Filter, in dem sie von Partikeln (Standardfilter) sowie Gerüchen, Schadgasen und Mikroorganismen (Standardfilter + Aktivkohleschicht) gesäubert wird. Weiter abwärts in Strömungsrichtung passiert die Luft den Verdampfer, an dessen kalter Oberfläche sie gekühlt wird. Bei Taupunktunterschreitung wird dadurch ein Teil der in der Luft enthaltenen Feuchtigkeit kondensiert. Nach dem Verdampfer ist der Heizungswärmeübertrager positioniert. Dahinter befindet sich der so genannte Klappenkasten, in dem der Luftstrom auf die verschiedenen Luftauslässe⁶ verteilt wird.

⁶ Schalttafel ausströmer Mitte, Schalttafel ausströmer Seite, Fußraum ausströmer, Defrostausrömer

Fahrzeugklimageräte werden nach der Art der Temperaturregelung unterschieden. Bei der luftseitig geregelten Anlage erfolgt die Einstellung der gewünschten Temperatur durch eine Klappenmechanik, die nach dem Verdampfer positioniert ist. Der gesamte Luftstrom passiert zunächst den Verdampfer und wird danach durch die Klappe aufgeteilt. Ein Anteil Luft wird über den Heizungswärmeübertrager geleitet, während der Rest des Luftstromes daran vorbeigeführt wird. Hinter dem Heizungswärmeübertrager befindet sich eine Mischkammer, in der die kalten und warmen Luftströme wieder zusammengeführt werden. Wird keine Heizleistung benötigt, kann der Luftweg über den Heizungswärmeübertrager vollständig blockiert werden. Die Ansprechzeit dieser Ausführung ist gegenüber einer wasserseitigen Regelung sehr kurz, da hier der Heizungswärmeübertrager keine Speichermasse darstellt und nur kurze Totzeiten vorliegen. In Fällen, in denen keine Heizleistung erforderlich ist, stellt der ständig aufgeheizte Wärmeübertrager allerdings einen Nachteil dar. Wenn kein zusätzliches Absperrventil auf der Wasserseite verbaut ist, erwärmt sich der Fußraumbereich um 1 – 2 K.

Bei der wasserseitigen Regelung wird der gesamte Luftstrom über Verdampfer und Heizungswärmeübertrager geleitet. Ein Ventil steuert die Durchflussmenge der Motorkühlflüssigkeit durch den Wärmeübertrager und beeinflusst dadurch die Ausblastemperatur. Unvorteilhaft für die Regelung eines solchen Systems ist die starke Abhängigkeit von der Motordrehzahl. Weil die Kühlwasserpumpe in den Riementrieb des Motors eingebunden ist, verändert sich mit der Motordrehzahl auch der Volumenstrom der Pumpe. Des Weiteren ist die Neigung zur Temperaturschichtung im Heizungswärmeübertrager problematisch. Dazu kann es kommen, wenn der Wärmeübertrager bei wenig Heizleistungsanforderung und daher geringer Ventilöffnung mit niedriger Geschwindigkeit von Motorkühlflüssigkeit durchströmt wird. Gegenüber der luftseitig geregelten Anlage verzeichnet die wasserseitige Regelung einen leichten Bauraumvorteil, weil zum einen die Temperaturregelklappe entfällt und zum anderen kein paralleler Luftweg vorbei am Heizungswärmeübertrager geschaffen werden muss /9/.

2.2 Verdampfer einer Pkw-Klimaanlage

Der Verdampfer dient der Abkühlung und Entfeuchtung des dem Fahrzeuginnenraum zugeführten Luftstromes. Die hierfür verwendeten Wärmeübertrager bestehen aus Rohren oder Platten, in denen das Kältemittel verdampft, sowie luftseitigen Lamellen. Seit der Einführung der ersten serienmäßigen Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen waren die Entwickler stetig gezwungen, mehr Kälteleistung auf immer weniger Bauraum zu gewährleisten. Die Gründe für diese zunehmende Leistungsanforderung sind:

- | | | |
|---|---|---|
| • neue Karosseriedesigns mit flacheren und größeren Scheiben | → | höherer Energieeintrag durch Sonneneinstrahlung |
| • höhere Fahrgeschwindigkeit | → | größerer Wärmeübergang an der Karosserie |
| • mehr elektrische Verbraucher | → | Energieeintrag durch elektrische Verluste |
| • zusätzliche Einbauten im Cockpit (z.B. Airbags, Navigationsgerät) | → | weniger Bauraum für das Klimagerät |

2.2.1 Verdampferleistung

Die gesamte Verdampferleistung berechnet sich aus dem Produkt des trockenen Luftmassenstroms und der Differenz der spezifischen Enthalpien der feuchten Luft vor und nach der Abkühlung:

$$\Delta \dot{H} = \Delta h \cdot \dot{m}_{L,ir} \quad \text{Gl. 1}$$

Dabei berechnet sich die spezifische Enthalpie der feuchten Luft aus Temperatur, Wassergehalt und Verdampfungsenthalpie, sowie den spezifischen Wärmekapazitäten von trockener Luft und Dampf:

$$h = c_{p,L} \cdot \vartheta + x \cdot (r + c_{p,D} \cdot \vartheta) \quad /10/ \quad \text{Gl. 2}$$

Die gesamte Leistung unterteilt sich in einen sensiblen und einen latenten Anteil:

$$\Delta \dot{H} = \Delta \dot{H}_{sens} + \Delta \dot{H}_{lat} \quad /10/ \quad \text{Gl. 3}$$

Die sensible Leistung repräsentiert den fühlbaren Anteil. Nur dieser steht zum Kühlen des Pkw zur Verfügung. Der sensible Anteil berechnet sich aus dem trockenen Luftmassenstrom, der Temperaturdifferenz und der spezifischen Wärmekapazität des Eintrittszustandes:

$$\Delta \dot{H}_{sens} = \dot{m}_{L,ir} \cdot [c_{p,L} \cdot \Delta \vartheta + c_{p,D} \cdot (x_1 \cdot \vartheta_1 - x_2 \cdot \vartheta_2)] \quad /10/ \quad \text{Gl. 4}$$

Die latente Leistung wird für die Abscheidung des Kondensats aufgewendet. Demnach wird der Wassergehalt der Luft beim Durchgang durch den Verdampfer geringer. Der latente Wärmestrom berechnet sich aus dem trockenen Luftmassenstrom, der Differenz des Wassergehaltes und der Verdampfungsenthalpie des abgeschiedenen Kondensates:

$$\Delta \dot{H}_{lat} = \dot{m}_{L,ir} \cdot r \cdot \Delta x \quad /10/ \quad \text{Gl. 5}$$

Bei höherer relativer Feuchte der eintretenden Luft nimmt der Anteil der latenten Leistung zu und kann unter hohen Temperaturen bei gleichzeitig hoher Feuchte die Hälfte der gesamten Kälteleistung beanspruchen.

2.2.2 Leistungsberechnung

Die luftseitige Leistung eines Verdampfers ist abhängig vom Wärmedurchgangskoeffizienten, der Oberfläche und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta \vartheta_m \quad /11/ \quad \text{Gl. 6}$$

Es ist anzumerken, dass Gl. 6 streng genommen lokal angesetzt werden muss, weil die mittlere Temperaturdifferenz und der Wärmedurchgangskoeffizient räumlich stark variieren können.

Im Wärmedurchgangskoeffizient k werden die Einzelwiderstände bei der Wärmeübertragung vom Kältemittel auf den Luftstrom zu einem Wert zusammengezogen. Berücksichtigt werden der Wärmeübergangskoeffizient an der Kältemittelseite, Wanddicke und Wärmeleitfähigkeit des Kältemittelrohres sowie der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite. Der partielle Wärmedurchgangskoeffizient berechnet sich vereinfacht nach folgender Gleichung:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad /11/ \quad \text{Gl. 7}$$

Die leistungsfähigen und sehr kompakten Verdampfer von Pkw-Klimaanlagen unterscheiden sich von Verdampfern anderer Anwendungen vor allem durch die hohe Massenstromdichte auf der Kältemittelseite. Dies führt zu sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten beim Strömungssieden des Kältemittels. Mit fortschreitender Verdampfung, die eine Erhöhung des Dampfgehaltes bewirkt, steigt der lokale Wärmeübergangskoeffizient weiter an. Grund dafür ist die abnehmende Schichtdicke von flüssigem Kältemittel an der Rohrwandung. Dadurch reduziert sich der thermische Widerstand dieser Schicht und der Wärmeübergang verbessert sich. Bei der Verwendung von Kältemittelrohren mit einer glatten inneren Wandung werden dadurch durchschnittliche Wärmeübergangskoeffizienten

zwischen 3000 und 6500 W/m²K erzielt. Noch höhere Werte werden bei Kältemittelrohren mit einer profilierten inneren Oberfläche, Micro-Fin-Tubes genannt, erzielt. Damit ergeben sich Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 7000 und 11000 W/m²K. /12/

Auf der Luftseite hängt der Wärmeübergangskoeffizient maßgeblich von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Verschmutzungsgrad bzw. der Oberflächenbeschichtung ab /13/. Auch die Benetzung der Verdampferoberfläche hat einen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten, der sich erhöhend oder vermindernd auswirken kann. Zum einen bildet das Kondensat bei Filmkondensation einen zusammenhängenden Flüssigkeitsfilm, der einen zusätzlichen Wärmeübergangswiderstand darstellt und somit den Wärmeübergang gegenüber der trockenen Oberfläche erniedrigt. Zum anderen kann es durch den Wasserfilm zu einer Verwirbelung des Luftstroms an der Wärmeübertrageroberfläche kommen. Das hat eine Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs zur Folge. Kommt es bei der dann wirbelbehafteten Strömung zusätzlich zu einem Ablösen von Fluidaggregaten, wird auf diesem Weg ein zusätzlicher Wärmestrom übertragen und der Wärmeübergangskoeffizient kann weiter erhöht werden. /14/

Da sich diese gegenläufigen Veränderungen kompensieren, bleibt der Wärmeübergangskoeffizient unter trockenen Bedingungen und bei Kondensatabscheidung näherungsweise gleich /15/ /16/.

Bei üblichen Betriebsbedingungen wird auf der Luftseite des Verdampfers ein Wärmeübergangskoeffizient von 70 bis 230 W/(m²·K) erzielt /17/.

Dadurch, dass die erzielbaren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite sehr viel geringer sind als auf der Kältemittelseite, wird die luftseitige Oberfläche mit Lamellen versehen und auf diese Weise vergrößert.

Sowohl auf der Kältemittel- als auch auf der Luftseite variieren die Wärmeübergangskoeffizienten abhängig vom Betriebszustand sehr stark. Eine Auslegung anhand dieser Werte erscheint daher nicht sinnvoll. Ähnlich schwierig ist die Bestimmung einer mittleren Temperatur, die den wahren Verhältnissen des Verdampferbetriebs entspricht. Aus diesen Gründen wählt man in der Praxis meist einen anderen Ansatz. Dabei werden im Versuch Messwerte von einem Verdampfer ermittelt, der der auszulegenden Konstruktion ähnlich ist. Es erfolgt eine Rückrechnung aus den gewonnenen Messwerten auf die tatsächlichen Verhältnisse.

2.2.3 Bauarten

Rundrohr

Der Rundrohr-Verdampfertyp fand in den ersten serienmäßigen Fahrzeugklimaanlagen Verwendung. Er besteht aus runden Kupfer- oder Aluminiumrohren und darüber gesteckten gestanzten Aluminiumrippen. Durch mechanisches Aufweiten werden die Rohre an die Rippen gepresst. Das Flächenverhältnis von kältemittel- zu luftseitiger Fläche beträgt bei einer Rundrohrkonstruktion 1:9 bis 1:14.

Im Gegensatz zu anderen Verdampferbauarten, die nur eine quaderförmige Blockgestaltung erlauben, bietet diese Konstruktion die Möglichkeit, auch Schrägen zu realisieren. Dadurch kann eine sehr gute geometrische Anpassung an die spezifischen Geräteausformungen vorgenommen werden. Durch eine angepasste Verschaltung der Kältemittelrohre untereinander kann zudem eine ungleichmäßige Luftbeaufschlagung im Gerät ausgeglichen werden. Auf diese Weise wird über die gesamte Wärmeübertragerfläche eine gleich bleibend große mittlere Temperaturdifferenz realisiert.

Nachteilig bei dieser Konstruktion ist der vergleichsweise geringe äußere Wärmeübergangskoeffizient, der auf den geringen Turbulenzgrad der Luft an der glatten Lamelle zurückzuführen ist. Ein weiterer konstruktionsbedingter Nachteil ist die große luftseitige Versperrung durch die kältemittelführenden Rohre. Bei einem Rundrohr-Verdampfer nehmen die Rohre ca. 30 bis 40 % der Stirnfläche ein.

Serpentinen

Die Serpentine-Bauform besteht aus einem extrudierten Mehrkammerflachrohr aus Aluminium, das in vielen hintereinander liegenden Serpentine zu einem Quader geformt ist. In die Zwischenräume der Rohre werden im Zickzack gefaltete Aluminiumlamellen eingeschoben und verlötet. Durch diese Ausführung der Lamellen, die in vielen Fällen zusätzlich geschlitzt sind, wird bei der Luftströmung ein verstärkter Neuaufbau von Grenzschichten erreicht. Dadurch kann ein größerer äußerer Wärmeübergangskoeffizient realisiert werden. Eine derartige Verdampferbauform ermöglicht ein Verhältnis von kältemittel- zu luftseitiger Fläche von 1:3 bis 1:7.

Eine lokale Anpassung der Kältemittelverteilung kann nicht vorgenommen werden, da die gesamte Verdampferkonstruktion nur aus einem einzigen Rohr besteht. Somit lässt sich eine potenziell ungleichförmige Luftanströmung nicht durch Maßnahmen auf der Kälte-

mittelseite ausgleichen. Außerdem verursacht die Durchströmung der großen Rohrlänge mit geringer innerer Querschnittsfläche einen relativ hohen kältemittelseitigen Druckverlust.

Im Gegensatz zum Rundrohr-Verdampfer weist die Serpentinbauweise eine geringere luftseitige Versperrung durch die kältemittelführenden Bauteile auf. Die Verblockung nimmt hier nur 12 bis 25 % der Stirnfläche ein.

Platten

Beim Platten-Bautyp wird das Kältemittel nicht in einem Rohr, sondern zwischen zwei Platten aus Aluminium geführt. Die Platten sind dergestalt ausgeformt, dass sich beim Aufeinanderlegen und Verlöten ein Hohlraum bildet. Durch eine innere Ausformung der Platten oder eingelegte Turbulenzbleche wird das Kältemittel innerhalb des Plattenhohlraumes verteilt. Mehrere dieser Plattenpaare werden, mit jeweils einer zickzackgefalteten Aluminiumlamelle dazwischen, zu einem Quader aufeinander gestapelt, verlötet und ergeben so den Verdampfer. An der Ober- und Unterseite besitzen die Plattenpaare jeweils einen Stutzen, womit beim Löten eine kältemittelseitige Verbindung zum folgenden Plattenpaar hergestellt wird. Die Geometrie eines Plattenverdampfers lässt Flächenverhältnisse zwischen Kältemittel- und Luftseite von 1:3 bis 1:7 zu. Die luftseitige Versperrung der kältemittelführenden Bauteile liegt wie bei der Serpentin konstruktion bei 12 bis 25 % der Stirnfläche. Abb. 3 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Plattenverdampfers.

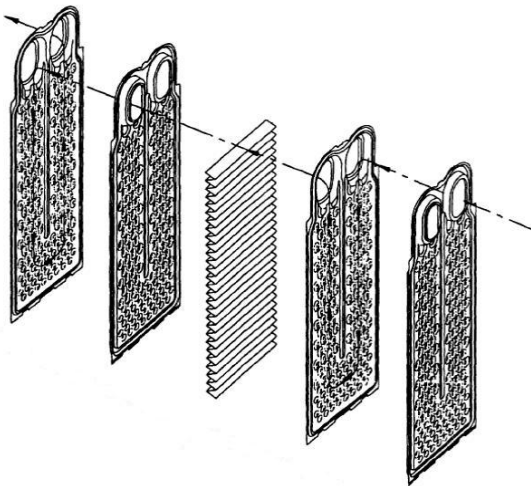


Abb. 3: Prinzipieller Aufbau eines Plattenverdampfers /18/.

Ein Nachteil der Plattenkonstruktion ist die limitierte kältemittelseitige Druckfestigkeit. Während bei anderen Bauweisen der zulässige Berstdruck hauptsächlich von dem verwendeten Rohrmaterial abhängig ist, stellt bei einem Plattenverdampfer die Lötverbindung der einzelnen Platten in einem Plattenpaar eine Schwachstelle dar. Aufgrund dieser Einschränkungen sind hier nur Berstdrücke bis 35 bar zu realisieren. Für zukünftige Anwendungen wird die Plattenbauform keine Rolle spielen, da in absehbarer Zukunft in der Fahrzeugklimatisierung voraussichtlich vom jetzigen Kältemittel R134a auf R744 umgestellt werden wird. In einer Anwendung mit R744 muss der Berstdruck des Verdampfers bei ca. 100 bar liegen.

Flachrohr

Die Flachrohr-Bauform ist durch zwei flache Tanks gekennzeichnet, die durch mehrere extrudierte Mehrkammerrohre verbunden sind. In die Zwischenräume der Rohre werden zickzackgefaltete Lamellen eingelegt. Alle Bestandteile des Verdampfers bestehen aus Aluminium und werden durch Löten miteinander verbunden. Das Kältemittel durchströmt die Rohre nach dem so genannten Parallel-Flow-Prinzip (vgl. Abb. 4). Das heißt, dass das Kältemittel immer in mehreren Rohren parallel von einem Tank zum anderen geführt wird. Dort erfährt das Kältemittel eine Umlenkung und wird wieder in mehreren Rohren parallel in die Gegenrichtung geführt.

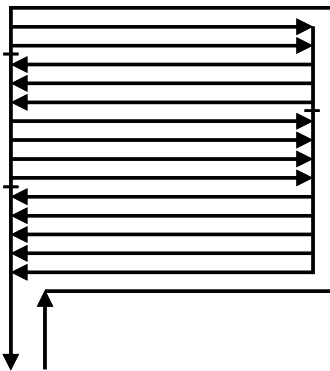


Abb. 4: Schema der Kältemittelverteilung bei einem Flachrohrverdampfer (Parallel-Flow-Prinzip).

In wie vielen Rohren das Kältemittel jeweils parallel geführt wird, kann durch die in den Tank eingelegten Separatoren beeinflusst werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Kältemittelverteilung sehr genau an die luftseitigen Strömungsverhältnisse anzupassen. Somit kann eine hohe mittlere Temperaturdifferenz realisiert werden.

Was die luftseitige Versperrung, das Flächenverhältnis von Kältemittel- und Luftseite sowie den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten angeht, unterscheidet sich die Flachrohrkonstruktion nicht von Serpentin- und Plattenverdampfern. Die Vorteile der Flachrohrbauweise liegen in den einfachen Möglichkeiten der Anpassung an inhomogene Luftanströmung und der wenig aufwändigen Fertigung.

2.2.4 Lamellenformen

Bei den derzeit gängigen Verdampferbauformen werden in der Regel zickzackförmig gebogene dünne Aluminiumbleche als Lamellen verwendet, die in die Zwischenräume der Rohre oder Platten eingelegt werden. Um den äußeren Wärmeübergangskoeffizient durch den vermehrten Neuaufbau von Grenzschichten zusätzlich zu erhöhen, werden die Lamellen jalousieartig mit Öffnungen versehen. Dazu wird das Material orthogonal zum Luftweg geschlitzt und entlang des entstandenen Schlitzes etwas angehoben. Die so entstanden Öffnungen werden als Ausstellungen bezeichnet. Bei modernen Verdampferkonstruktionen werden diese Ausstellungen in Gruppen angeordnet, wobei immer abwechselnd eine Gruppe entgegen dem Luftstrom und eine dem Luftstrom zugewandt geöffnet ist. Abb. 5 zeigt ein solches Lamellenpaket.

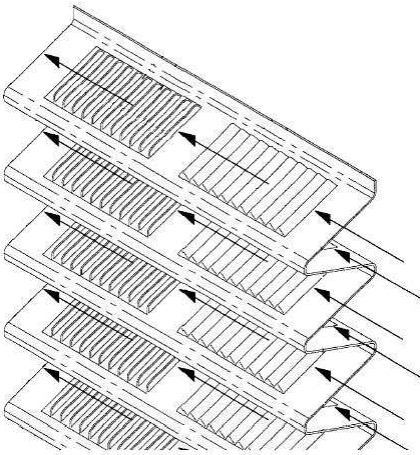


Abb. 5: Ausführungsbeispiel eines Lamellenpaketes mit Ausstellungen /19/.

In der englischsprachigen Terminologie werden die Hauptabmaße eines Lamellenpaketes mit „Fin Pitch (FP)“ und „Fin Height (FH)“ bezeichnet. Dabei entspricht FP der Höhe eines Schenkels der Zickzackfaltung. Die Länge der Schenkel, die auch dem Abstand der Rohre

oder Platten des Verdampfers entspricht, wird mit FH bezeichnet. Abb. 6 verdeutlicht diese Terminologie in einer schematischen Darstellung.

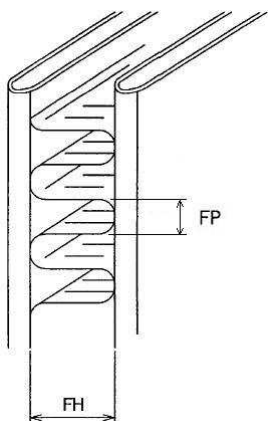


Abb. 6: Hauptabmaße eines Lamellenpaketes, schematische Darstellung.

2.2.5 Beschichtungen

Beschichtung gegen Korrosion

Bei der Abkühlung der Luft durch den Verdampfer wird in vielen Betriebszuständen deren Taupunkt unterschritten und ein Teil des in der Luft enthaltenen Wassers abgeschieden. Weil sich der Verdampfer aus diesem Grund in einer feuchten Umgebung befindet, muss die Oberfläche des Aluminiumwerkstoffes gegen Korrosion geschützt werden. Bisher wurde die Widerstandsfähigkeit gegen Korrosion durch eine Chromatierung erreicht.

Bei einer Chromatierung werden Metalloberflächen mit Chrom(VI)-haltigen Lösungen behandelt. Es wird zwischen Gelb- und Grünchromatierung unterschieden. Grünchromatiert wird in Lösungen auf Wasserbasis, die aus Chromsäure (CrO_3), Fluoriden und Phosphaten zusammengesetzt sind. Die grüne Farbe wird durch Zugabe von Chrom(III)-Phosphat gewonnen. Bei der Gelbchromatierung enthält die wässrige Lösung hauptsächlich Chromsäure. Die gelbe Farbe wird durch das beigesetzte Chromat hervorgerufen /20/. Aufgrund der in der Schicht enthaltenen Cr6^+ -Ionen weisen Gelbchromatierungen selbst im unbeschichteten Zustand einen ausgezeichneten Korrosionsschutz auf. Zusätzlich bewirken diese Ionen einen Selbstheilungseffekt. Bei Beschädigung der Schicht diffundieren die Cr6^+ -Ionen zu den beschädigten Stellen und bewirken über Reduktionsprozesse die Wiederherstellung der Schicht /21/.

Nachdem sich jedoch gezeigt hat, dass bei der Alterung von Gelbchromatierungen hexavalentes Chrom freigesetzt wird, wurde diese Art des Korrosionsschutzes aus Umwelt-schutzgründen für Fahrzeugkomponenten untersagt /21/. Kurzfristigen Ersatz bieten Beschichtungen auf Phosphat-Chrom-Basis (Grünchromatierung) mit dreiwertigem Chrom /22/ oder eine Schicht aus Flussmittel, die beim Löten des Verdampfers aufgebracht wird. Auf die Eigenschaften dieser Flussmittelschicht wird in Abschnitt „Mehrfach wirksame Beschichtungen“ detaillierter eingegangen. Bei zukünftigen Verdampfergenerationen werden Beschichtungen auf Basis von Polyurethan /22/ oder Titan- und Zirkonverbindungen /23/ verwendet.

Hydrophile Beschichtungen

Die Untersuchungen von Min und Webb /24/ haben gezeigt, dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Benetzbarkeit einer vertikalen Oberfläche und der Speicherung von Wasser an dieser Oberfläche besteht. Es wurden dabei insbesondere Aluminium und Kupferoberflächen untersucht, die für die Konstruktion von Wärmeübertragern interessant sind. Dabei wurde, wie üblich, der Kontaktwinkel eines Wassertropfens auf der jeweiligen Oberfläche als Maß für die Benetzbarkeit herangezogen. Abb. 7 verdeutlicht den Begriff des Kontaktwinkels in einer Skizze.

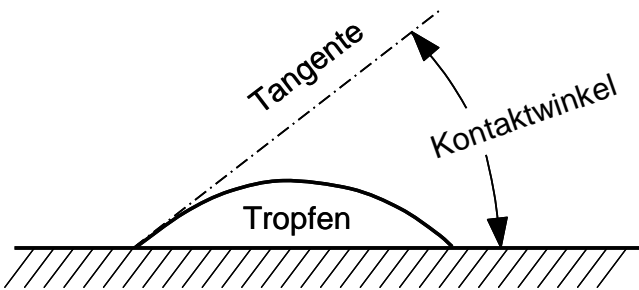


Abb. 7: Definition eines Kontaktwinkels bei einem Wassertropfen.

Kleine Kontaktwinkel entsprechen eher hydrophilen Eigenschaften der Oberfläche, große dagegen hydrophoben Eigenschaften. Min und Webb beobachteten die geringste Wasserspeicherung pro Flächeneinheit bei sehr großen ($> 80^\circ$) und bei sehr geringen ($< 10^\circ$) Kontaktwinkeln. Das Maximum der Wasserspeicherung stellte sich bei einem Kontaktwinkel von etwa 40° ein. Zu erklären ist dieser Effekt folgendermaßen: Bei einem Kontaktwinkel von 0° liegt ein Wasserfilm mit einer geringen Schichtdicke vor. Mit Vergrößerung des Kontaktwinkels erhöht sich zuerst die Schichtdicke des Films. Schließlich bilden sich

einzelne Tropfen, deren Größe mit Zunahme des Kontaktwinkels ansteigt. Durch diese Effekte führt die Vergrößerung des Kontaktwinkels bis 40° zu einem Anstieg der Wasserspeicherung pro Flächeneinheit. Ab 40° Kontaktwinkel nehmen die aus der Oberflächenspannung resultierenden Kräfte stark ab, sodass der Einfluss der Gravitationskraft steigt. Als Resultat nimmt die durchschnittliche Größe der Tropfen, die noch an der Oberfläche haften, mit weiterer Vergrößerung des Kontaktwinkels ab. Damit verringert sich die Wasserspeicherung pro Flächeneinheit. Diese Ergebnisse zeigen, dass Verdampferoberflächen entweder ausgeprägte hydrophobe oder hydrophile Eigenschaften aufweisen müssen, um den Wasserablauf zu begünstigen.

In der Anfangszeit der Fahrzeugklimatisierung wurden die verwendeten Verdampfer ausschließlich hydrophob beschichtet, um den Wasserablauf von den noch unkonturierten, glatten Lamellen zu verbessern. Im Laufe der Entwicklung führte die zunehmende Leistungskonzentration zu Lamellen mit aufwändigen Konturen und geringen Abständen zueinander. Der Luftweg durch diese Geometrien kann durch Kondensattropfen leicht blockiert werden /24/. Aus diesem Grund ist heute eine hydrophile Oberfläche unumgänglich, damit das Kondensat als Wasserfilm abgeleitet werden kann. Im Allgemeinen findet vor dem Aufbringen einer hydrophilen Schicht eine korrosionsschützende Beschichtung statt.

Hydrophile Beschichtungen bestehen zumeist aus zwei unterschiedlichen Polymeren, die mit Hilfe eines dritten Stoffes ein dichtes dreidimensionales Netzwerk ausbilden /21/. Dabei trägt eines der beiden Polymere eine hydrophile Gruppe, sodass sich an der Grenzfläche der Beschichtung die gewünschte Benetzbarkeit einstellt. In das Netzwerk der beiden Polymere können außerdem Wirkstoffe eingelagert werden, die eine mikrobizide Wirkung aufweisen /21/. Im folgenden Abschnitt werden mikrobizide Beschichtungen ausführlicher beschrieben.

Beschichtung gegen Mikroorganismen

Um die Besiedlung des Verdampfers mit Mikroorganismen zu erschweren und eine dadurch verursachte Geruchsentwicklung zu reduzieren, verwenden viele Hersteller Beschichtungen mit mikrobizider Wirkung. Meistens werden zu diesem Zweck anorganische mikrobizide Wirkstoffe in bereits vorhandene Funktionsbeschichtungen eingebracht.

Eine weitere Möglichkeit ergibt sich durch die Nutzung der mikrobiziden Eigenschaften einiger Metallionen wie z.B. Silber oder Kupfer. Die Patentschrift DE19750128 /25/ der Volkswagen AG beschreibt eine Beschichtung für metallische Werkstoffe, wobei die mi-

krobizide Wirkung hierbei durch den Einsatz von Kupfer erreicht wird. Die Kupferionen sind dabei in einer wasserlöslichen polymeren Lackschicht enthalten und werden bei Kontakt mit Feuchtigkeit freigesetzt.

Mehrfach wirksame Beschichtungen

Viele moderne Verdampferbeschichtungen bieten eine Kombination der verschiedenen erwünschten Effekte der Korrosionsverminderung, Hydrophilie und mikrobiziden Wirkung.

Der japanische Hersteller Nihon Parkerizing Inc. stellt eine Verdampferbeschichtung mit dem Handelsnamen Palene her. Hauptbestandteile dieser hydrophilen Beschichtung sind Polyethylenglykol und verschiedene Polymere /26/. Die zusätzliche mikrobizide Wirkung wird durch den Stoff 1,2-Benzisothiazolin-3-on (BIT) erzielt. Der Wirkstoff ist eine sehr stabile Verbindung, die auch Temperaturen von über 200 °C widersteht. Nachteilig auf die dauerhafte Funktion der Beschichtung wirkt sich aus, dass bei jeder mikrobiziden Reaktion eine geringe Menge des Wirkstoffes deaktiviert wird /27/.

Die Henkel KGaA Düsseldorf stellt einen Stoff mit dem Handelsnamen Deoxylyte® her, der von mehreren Herstellern von Fahrzeugklimaanlagen eingesetzt wird. Hauptbestandteile der hydrophilen Beschichtung sind Kaliumphosphatsilikat (70 %) und organischer Lack (30 %) /28/. Neben den hydrophilen Eigenschaften hat die Beschichtung auch eine mikrobizide Wirkung. Erreicht wird diese durch die Zugabe der Komponente Thiabendazol (TBA), deren fungizide Wirkung seit langem bekannt ist, in den organischen Anteil der Beschichtung /28/.

Der Hersteller Solvay Fluor und Derivate GmbH in Hannover hat mit dem NOKOLOK® Flux ein Verfahren zum Aluminiumhartlöten entwickelt, dessen Flussmittel nach dem Lötvorgang eine Beschichtung hinterlässt, die gleichzeitig korrosionsvermindernd und mikrobizid wirkt /29/.

Diese aktuell verwendete Art des Lötens von Wärmeübertragern unterscheidet sich von den vorher verwendeten Salzbadverfahren dadurch, dass das Flussmittel nicht mehr hygroskopisch ist und keine korrosiven Rückstände hinterlässt. Das Flussmittel Kaliumfluoroaluminat beseitigt die Oxidschicht auf dem Aluminium, reagiert nicht mit diesem und ist in Wasser nur zu 0,2 bis 0,4 % löslich. Es ist ein Gemisch aus Aluminiumhydroxid ($\text{Al}(\text{OH})_3$), Fluorwasserstoff (HF) und Kaliumhydroxid (KOH). Das NOKOLOK® Flux wird durch Fluten, Sprühen oder Tauchen aufgetragen /29/. Die damit beschichteten Aluminiumteile

werden zusammengesteckt und passieren dann unter Stickstoff einen Lötoven. An allen Kontaktstellen wird dabei eine Lötverbindung erzeugt.

3 Kondensatentstehung und Wasserspeicherung

3.1 Abkühlung feuchter Luft

Die Zustandsänderungen der feuchten Luft bei der Abkühlung in einem Verdampfer werden deutlich, wenn der Prozess im Mollier-h,x- Diagramm dargestellt wird (vgl. Abb. 8).

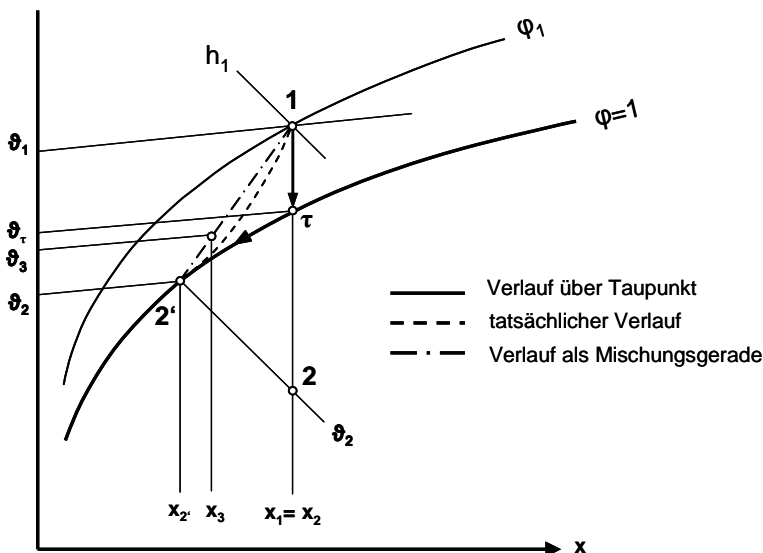


Abb. 8: Zustandsänderung bei Abkühlung von feuchter Luft im Mollier-h,x-Diagramm (nach Elsner /30/).

Strömt ungesättigte, feuchte Luft (Zustand 1) bei konstantem Gesamtdruck über die kalte Verdampferoberfläche, sinken die Temperatur der Luft und der Sättigungsdruck des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes. Fällt der Sättigungsdruck bis auf das Niveau des Partialdruckes, ist die Taupunkttemperatur (τ) erreicht. Findet eine weitere Abkühlung statt, kommt es zur Kondensatabscheidung, indem der in der Luft enthaltene Wasserdampf anfängt, sich an den Wandungen des Kühlers niederzuschlagen /30/.

Nach erfolgter Abkühlung kann die Gasphase durch den Zustandspunkt 2' beschrieben werden, der sich aus dem Schnittpunkt der Temperatur ϑ_2 mit der Sättigungslinie $\varphi = 1$ ergibt. Gleichzeitig findet sich der virtuelle Zustandspunkt der Mischung aus gesättigter feuchter

Luft und ausgeschiedenen Wassertröpfchen auf der ins Nebelgebiet verlängerten Isotherme $\vartheta_2 = \text{const.}$

In der Klimatechnik ist vor allem die Zustandsänderung der gasförmigen Phase beim Unterschreiten der Taupunkttemperatur interessant. Unter der Bedingung, dass im Kühler ständig ein thermisches Gleichgewicht herrscht, verläuft die Zustandsänderung nach Erreichen des Sättigungspunktes τ entlang der Linie $\phi = 1$. Da die genannte Randbedingung in technischen Kältekreisläufen normalerweise nicht erfüllt wird, weicht die reale Zustandsänderung ($1 \rightarrow 2'$) vom Verlauf über den Taupunkt ($1 \rightarrow \tau \rightarrow 2'$) ab. Vereinfacht nähert man sich dem realen Verlauf mit Hilfe einer Geraden durch die Punkte 1 und $2'$ an.

Unter realen Strömungsgeschwindigkeiten wird der Zustand $2'$ von der vorbeiströmenden Luft nicht immer erreicht, da die Verweildauer im Verdampfer kurz ist. Lediglich direkt an der Verdampferoberfläche stellt sich der Zustandspunkt $2'$ ein. Der reale Luftzustand am Verdampferaustritt ergibt sich durch den Schnittpunkt der Isotherme der Ausblastemperatur ϑ_3 mit der Geraden durch die Punkte $2'$ und 1. Die abgeschiedene Kondensatmasse lässt sich demnach aus der Differenz der absoluten Feuchten x_1 und x_3 berechnen. Die Multiplikation dieser Differenz mit dem Luftmassenstrom ergibt die abgeschiedene Kondensatmasse pro Zeiteinheit:

$$\dot{m}_{ko} = \dot{m}_L \cdot (x_{vor} - x_{nach}) \quad \text{Gl. 8}$$

Es ist zu beachten, dass ein Kondensatmassenstrom nur anfällt, wenn die relative Feuchte ϕ vor dem Verdampfer so groß ist, dass an der Verdampferoberfläche die Taupunkttemperatur unterschritten wird. Die Lufttemperatur nach dem Verdampfer nimmt zu, wenn bei konstanter Verdampferleistung die Feuchte der Zuluft steigt. Diese Vorgänge verdeutlicht Abb. 9.

An einem Beispiel kann verdeutlicht werden, welcher Kondensatmassenstrom tatsächlich im Sommerbetrieb anfällt. Exemplarisch wurde ein Sommerluftzustand (25 °C, 55 % r.F.) gewählt, der in der DIN 1946 Teil 3 /1/ für die Stadt Frankfurt am Main angegeben wird. Bei einem Luftmassenstrom von 480 kg/h ergibt sich unter diesen Bedingungen ein Kondensatmassenstrom von 2,29 kg/h. Der dadurch repräsentierte latente Wärmestrom von 1,59 kW hat einen Anteil von 41 % am gesamten Wärmestrom. Die ausführliche Berechnung ist im Berechnungsanhang zu finden.

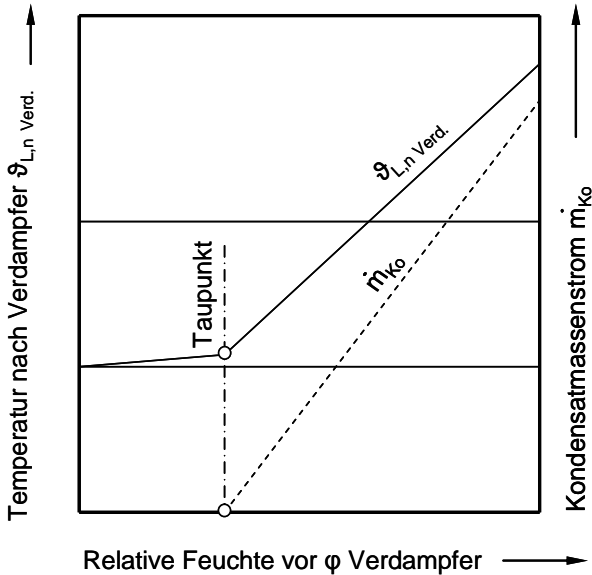


Abb. 9: Einfluss der relativen Feuchte vor dem Verdampfer auf die Temperatur nach dem Verdampfer und den Kondensatmassenstrom bei konstanter Verdampferleistung und Lufttemperatur , schematische Darstellung (nach Großmann /31/).

3.2 Wasserablauf

Die Untersuchungen von McLaughlin et al. /32/ zeigen, dass sich bei der Entstehung von Kondensat auf einer Verdampferoberfläche zuerst kleine Tropfen formen, die sich schnell vergrößern, dann kollabieren und einen Film ausbilden. Das entstandene Kondensat lagert sich zunächst an der geschlossenen Seite des serpentin förmig gefalteten Lamellenpaketes in Form eines Meniskus an. Entlang der Bautiefe des Verdampfers nimmt die Schichtdicke des Kondensatfilms in diesem Meniskus vom Lufteintritt zum -austritt zu. Dieser Effekt wird von den Schubkräften des Luftstromes verursacht, die den Wasserfilm durch den Verdampfer schieben. Hat sich die Schichtdicke des Meniskus so weit aufgebaut, dass das Kondensat die Öffnung der Ausstellung erreicht, wird diese gefüllt und ist somit für den Luftweg blockiert. Wandert der Meniskus weiter in Richtung des offenen Endes des Lamellenpaketes, ist schließlich der Lamellenzwischenraum vollständig blockiert. Es wurde beobachtet, dass sich diese Blockaden der Lamellenzwischenräume üblicherweise über 5 bis 10 mm der Bautiefe erstrecken.

Nach den Beobachtungen von Osada et al. /33/ findet der eigentliche Abfluss des Kondensates erst am Ende des Lamellenpaketes, also an der Luftaustrittsseite des Verdampfers, statt. Das Kondensat muss demnach von den Schubkräften des Luftstromes über die gesamte Bautiefe des Lamellenpaketes bewegt werden bis es nach außen abgeführt werden kann. Abb. 10 zeigt dieses Verhalten in einer Prinzipskizze.

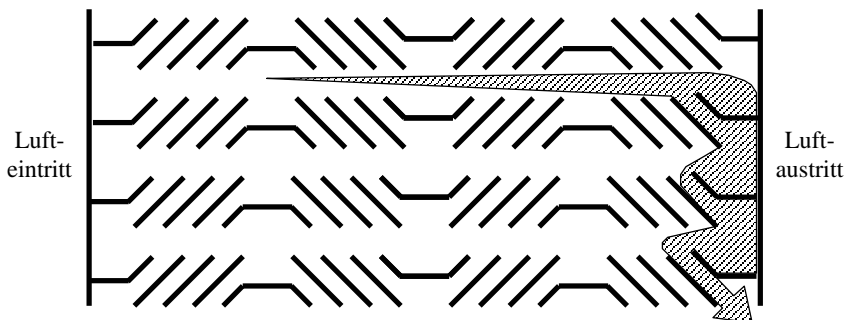


Abb. 10: Weg des Kondensates vom Lufteintritt eines Verdampfers bis zum Luftaustritt; Querschnitt durch ein Lamellenpaket, Prinzipskizze (nach Osada /33/).

Am Ende des Lamellenpaketes legt sich der Kondensatmeniskus an die Kältemittelplatten bzw. -flachrohre an und fließt in vertikaler Richtung nach unten ab. Weitere Untersuchungen haben allerdings gezeigt, dass dieses Ablaufverhalten nur beobachtet werden kann, wenn außer den Lamellen auch die Kältemittelrohre hydrophil beschichtet sind. Bei unbeschichteten Kältemittelrohren legt sich das Kondensat nicht an die Wandung an, sondern folgt dem serpentinenartigen Verlauf des Lamellenpaketes nach unten. Im unteren Teil des Verdampfers nehmen dadurch die Blockierungen durch das Kondensat zu und es kommt vermehrt zur Speicherung. Abb. 11 zeigt das unterschiedliche Ablaufverhalten bei beschichteten und unbeschichteten Kältemittelrohren in einer Prinzipskizze.

Eigene Versuche haben gezeigt, dass sich der Hauptteil des gespeicherten Kondensates in den unteren ca. 20 mm des Verdampfers abgelagert. Der Luftstrom weist in diesem Bereich eine geringere Strömungsgeschwindigkeit auf, wodurch sich die auf das Kondensat wirkenden Schubkräfte verringern. Das Kondensat wird somit nicht bis zum Luftaustritt transportiert und kann demnach auch nicht nach außen abgeführt werden.

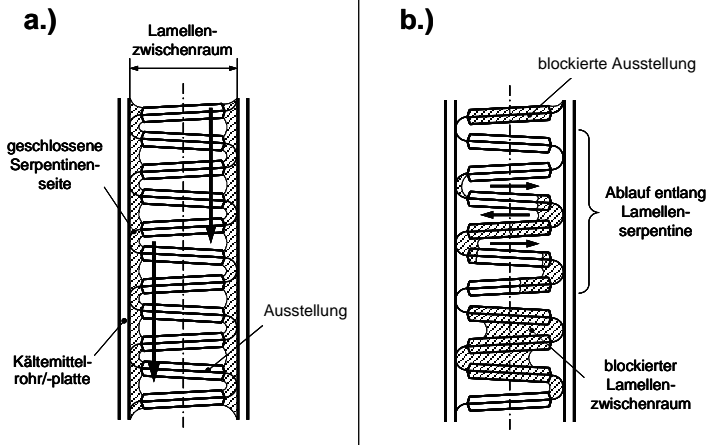


Abb. 11: Kondensatablauf am luftseitigen Austritt, beschichtete (a.) und unbeschichtete (b.) Kältemittelrohre, Prinzipskizze (nach Osada /33/).

Das aus dem Verdampfer abgeführte Kondensat tropft in eine Ablaufwanne. Diese muss so ausgeführt sein, dass ein Abfließen des Wassers auch bei Neigungen des Gerätes gegenüber der Horizontalen von bis zu 17° und beim Fahren in Kurven und/oder beim Bremsen sichergestellt ist /31/. Über einen Schlauch und ein Ventil wird das Wasser aus der Wanne nach außen geleitet. Das Ventil ist notwendig, damit der Wasserablauf gewährleistet ist und bei Unterdruck im Fahrzeug keine Luft über diesen Weg angesaugt werden kann. Abb. 12 zeigt den Kondensatablauf aus dem Klimagerät in einer Prinzipskizze.

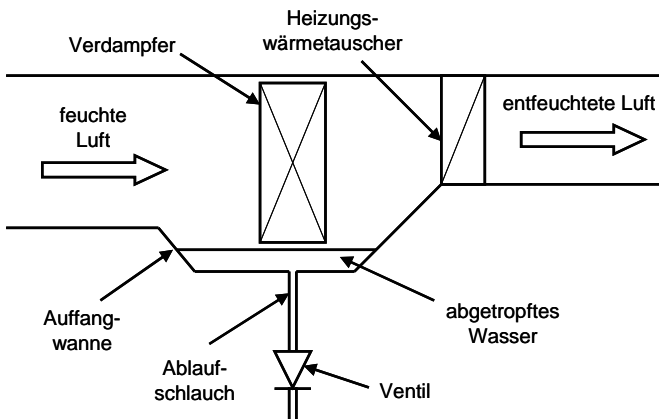


Abb. 12: Kondensatablauf aus dem Klimagerät, Prinzipskizze.

Für das Verständnis des Wasserablaufs im Klimagerät müssen einzelne Teilmengen des Wassers unterschieden werden (vgl. Abb. 13). Als **Kondensat** wird die Gesamtmenge des Wassers bezeichnet, die durch Taupunktunterschreitung an der Verdampferoberfläche aus dem durchströmenden Luftstrom abgeschieden wird. Damit kann das Kondensat als die Wassermenge angesehen werden, die dem System Klimaanlage zugeführt wird. Als **Spritz-** und **Abwasser** sind die Wassermengen definiert, die aus dem System abgeführt werden. Unter **Spritzwasser** ist die Wassermenge zu verstehen, die in Tropfenform am Verdampferaustritt von der Luft mitgerissen wird. Als **Abwasser** wird die Teilmenge bezeichnet, die durch den Ablaufschlauch aus der Klimaanlage abgeführt wird. Die Wassermengen, die im Klimagerät verbleiben (Wasser im Verdampfer, Wasser an den Wandungen des Klimagerätes, Wasserreste in der Ablaufwanne etc.), werden als **gespeichertes Wasser** definiert.

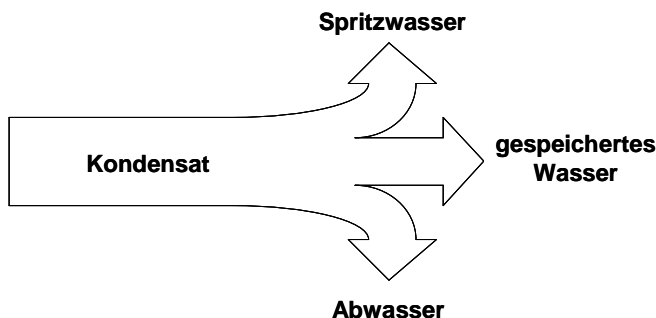


Abb. 13: Aufteilung des Kondensates in Teilströme.

3.3 Zeitliche Betrachtung der Teilwasserströme

Im Versuch konnte beobachtet werden, dass nach dem Beginn der Kondensation an den Lamellen des Verdampfers das Abwasser zeitlich verzögert den Verdampfer bzw. das Klimagerät verlässt. Der Abwasserstrom nimmt dabei mit der Zeit zu und erreicht schließlich eine konstante Größe, die meistens dem Zahlenwert des zugeführten Kondensatstromes entspricht. Während dieses Vorganges wird in heutigen Verdampferkonstruktionen etwa 0,3 kg Wasser gespeichert.

Während der Abwasserstrom experimentell sehr genau bestimmt werden kann, trifft das auf den zugeführten Kondensatmassenstrom nicht zu. Es wurde daher eine Funktion gesucht, die die oben erwähnten Verläufe näherungsweise beschreiben kann. Ansatzpunkt hierfür ist ein vereinfachtes Modellsystem. Es besteht aus einem als konstant angenommenen Wasser-

massenstrom (Kondensat), der dem System zugeführt wird, sowie einem weiteren Wassermassenstrom (Abwasser), der aus dem System abgeführt wird. Dabei kommt es innerhalb der Systemgrenzen zur Speicherung einer Wassermasse (gespeichertes Wasser), die sich zeitabhängig einem Maximalwert annähert. Das Spritzwasser kann bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden, da es bei konstruktiv richtig ausgeführten Komponenten nur bei schlagartiger Erhöhung des Luftstromes auftreten kann. In diesem vereinfachten Modell wird angenommen, dass der abfließende Wassermassenstrom proportional zur gespeicherten Wassermasse ist:

$$\dot{m}_{Ab} = a \cdot m_{gesp} \quad \text{Gl. 9}$$

Die zeitliche Änderung der gespeicherten Wassermenge ergibt sich gemäß Kontinuitätssatz aus der Differenz der zu- und abgeführten Wassermassenströme:

$$\frac{dm_{gesp}}{dt} = \dot{m}_{Ko} - \dot{m}_{Ab} \quad \text{Gl. 10}$$

Durch Einsetzen von Gl. 9 in Gl. 10 wird für die gespeicherte Wassermenge folgende Differentialgleichung erhalten:

$$\frac{dm_{gesp}}{dt} = -a \cdot m_{gesp} + \dot{m}_{Ko} \quad \text{Gl. 11}$$

Nach dem Ablauf einer bestimmten Zeit erreicht die Masse des gespeicherten Wassers ihr Maximum. Daher liegt bei einer Grenzwertbetrachtung $t \rightarrow \infty$ keine zeitliche Änderung der gespeicherten Wassermasse vor. Dadurch ergibt sich aus Gl. 11 folgender Ausdruck:

$$a \cdot m_{gesp} = \dot{m}_{Ko} \quad \text{bzw.} \quad \text{Gl. 12}$$

$$\frac{1}{a} = \frac{m_{gesp}}{\dot{m}_{Ko}}$$

Der darin enthaltene Ausdruck $1/a$ wird als Zeitkonstante S definiert. Zum Zeitpunkt $t = \infty$ entspricht die gespeicherte Wassermasse m_{gesp} der maximalen gespeicherten Wassermasse $m_{gesp, \max}$. Damit wird aus Gl. 12 ein Zusammenhang für die Zeitkonstante erhalten:

$$S = \frac{m_{gesp, \max}}{\dot{m}_{Ko}} \quad \text{Gl. 13}$$

Mit diesem Ausdruck für die Zeitkonstante lautet die Lösung der Differentialgleichung aus Gl. 11:

$$(m_{gesp, \max} - m_{gesp}) = (m_{gesp, \max} - m_{gesp, 0}) \cdot \exp\left(-\frac{t}{S}\right) \quad \text{Gl. 14}$$

Aufgelöst nach m_{gesp} ergibt sich:

$$m_{gesp} = m_{gesp, \max} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{S}\right)\right) + m_{gesp, 0} \cdot \exp\left(-\frac{t}{S}\right) \quad \text{Gl. 15}$$

Dabei steht $m_{gesp, 0}$ für die gespeicherte Wassermenge zum Zeitpunkt $t = 0$. Für typische Randbedingungen (Kondensatmassenstrom 3 kg/h, maximale Speichermasse 0,3 kg) ergibt sich eine Zeitkonstante von 360 Sekunden. Soll der Unterschied zwischen der maximalen Speichermasse und der Speichermasse zum Zeitpunkt t kleiner als 1 % sein, gilt für die Zeit t :

$$t \geq -S \cdot \ln 0,01 \quad (\text{für } m_{gesp, 0} = 0) \quad \text{Gl. 16}$$

Auf diese Weise lässt sich die Zeit, die im Betrieb des Verdampfers bis zum Erreichen der maximalen Speichermenge vergeht, abschätzen. Eine Abschätzung dieser Art ist insbesondere für die Durchführung von Versuchen zur Ermittlung der maximalen Speichermasse von Verdampfern interessant. Durch die ungefähre Kenntnis dieser Zeit lässt sich die Versuchsdauer begrenzen, ohne durch einen zu frühen Abbruch das Ergebnis zu verfälschen. Unter den oben genannten typischen Randbedingungen ergibt sich eine Zeit von 1658 Sekunden bzw. 28 Minuten. Wird bei gleicher maximaler Speichermasse mit einem geringen Kondensatmassenstrom von z.B. 0,1 kg/h gearbeitet, erhöht sich diese Zeit auf 4974 Sekunden bzw. 83 Minuten.

Das diesen Gleichungen zugrunde liegende Modellsystem geht von konstanten Randbedingungen aus. Diese sind beim Start des Versuches nicht gegeben. Daher sollte ein stationärer Zustand der Kälteerzeugung abgewartet und erst anschließend die aus den Gleichungen abgeschätzte Zeitdauer angesetzt werden.

Den Modellannahmen zufolge ist, eine ausreichende Vorlaufzeit vorausgesetzt, die maximale Speichermenge nicht vom Kondensatmassenstrom abhängig. Dies konnte auch in einer Messung beobachtet werden. Dazu wurden bei gleichem Luftmassenstrom von 360 kg/h zwei Messungen bei unterschiedlichen Kondensatmassenströmen durchgeführt. Die Variation des Kondensatmassenstroms wurde durch unterschiedliche Lufteintrittsbedingungen herbeigeführt. Eine hoher Kondensatmassenstrom (ca. 2,8 kg/h) ergab sich durch die Beaufschlagung des Verdampfers mit einem Luftstrom von 30 °C und einer relativen Feuchte von 50 %. Der Betrieb mit einem Luftstrom von 10 °C und einer relativen Feuchte führte zu einem niedrigen Kondensatmassenstrom (ca. 0,6 kg/h).

Anhand der oben genannten Gleichungen konnte die Zeitdauer für den Beladungsvorgang mit feuchter Luft abgeschätzt werden. Dabei wurde für die Beladung bei einem hohen Kondensatmassenstrom eine Zeit von etwa 30 Minuten und bei einem niedrigen von ca. 140 Minuten bestimmt. Als Ergebnis wurde bei der Beladung durch den hohen Kondensatmassenstrom eine gespeicherte Wassermenge von 256 Gramm und beim niedrigen Kondensatmassenstrom eine Wassermenge von 254 Gramm festgestellt. Wie zu erwarten zeigen diese Ergebnisse, dass die maximale Speichermenge nicht vom Kondensatmassenstrom abhängt. Unter der Voraussetzung, dass es am Verdampfer zur Unterschreitung des Taupunktes der Luft kommt und keine Vereisung vorliegt, besteht daher keine Abhängigkeit von der Temperatur und der Feuchte der zugeführten Luft.

3.4 Einfluss der Luftgeschwindigkeit

Um den Einfluss der Luftgeschwindigkeit auf das Speicherverhalten zu untersuchen, wurde das gespeicherte Wasser nach der Beladung durch unterschiedliche Luftmassenströme (240 kg/h, 360 kg/h, 480 kg/h und 600 kg/h) bestimmt. In allen Fällen wurde dabei die gleiche Querschnittsfläche durchströmt, sodass bei höheren Luftmassenströmen ebenfalls höhere Luftgeschwindigkeiten erzielt wurden. Die Tests erfolgten bei einer Lufttemperatur von 30 °C und relativen Feuchten von 40 % und 50 %. Die Ergebnisse dieser Versuchsreihen sind in Abb. 14 dargestellt.

Es zeigt sich ein erheblicher Einfluss des Luftmassenstromes auf die gespeicherte Wassermenge. Von niedrigen zu hohen Luftmassenströmen ist eine kontinuierliche Abnahme der gespeicherten Wassermenge festzustellen. Zwischen dem niedrigsten und höchsten Luftmassenstrom reduziert sich die Menge des gespeicherten Wassers um 40 %. Entscheidend für die Wasserabfuhr aus dem Verdampfer ist offenbar der Impuls, der vom Luftstrom auf den Wasserfilm an der Verdampferoberfläche übertragen wird. Abhängig von diesem

Impuls wird das Kondensat als Wasserfilm durch den Verdampfer gedrückt, um am Luftaustritt abtropfen zu können.

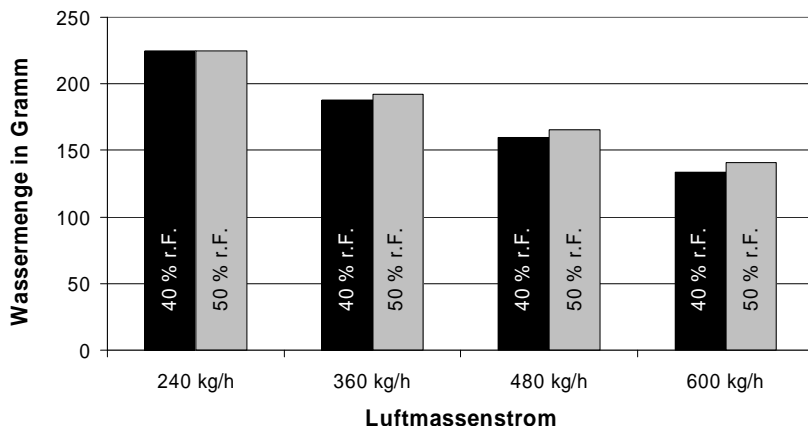


Abb. 14: Gespeicherte Wassermengen bei einer Lufttemperatur von 30°C und einer relativen Luftfeuchte von 40 % und 50 %.

Die ermittelte Abhängigkeit der maximalen gespeicherten Wassermenge vom Luftmassenstrom stimmt mit den Forschungsergebnissen von Zhong et al. /34/ überein. In einer Veröffentlichung berichtet diese Forschergruppe von Beobachtungen, dass die gespeicherte Wassermenge in kompakten Verdampfern bei einer Steigerung der Lufteintrittsgeschwindigkeit abnimmt.

3.5 Auswirkungen der Speicherung von Wasser

Die Effekte, die sich durch die Speicherung von Wasser im Klimagerät ergeben, lassen sich gemäß ihrem zeitlichen Eintreten einordnen. Als kurzfristig auftretende Phänomene sind die Veränderung der Wärmeübertragungsleistung und des luftseitigen Druckverlustes zu nennen, die sich aus der veränderten Luftströmung durch den benetzten Verdampfer ergeben. Bei einem Wechsel der Betriebsbedingungen (z.B. Ein- und Ausschalten) kann das gespeicherte Wasser außerdem Scheibenbeschlag verursachen. Langfristig führt die Feuchtigkeit im Klimagerät zu einer Veränderung der Oberflächen. Dies kann Geruchsentwicklung und Korrosion zur Folge haben.

3.5.1 Leistung/Druckverlust

Bezüglich der Wärmeübertragungsleistung und luftseitigem Druckverlust eines Verdampfers mit benetzter Oberfläche gehen die Meinungen in der bekannten Literatur auseinander. Wang et al. /35/ zeigten in vergleichenden Untersuchungen bei benetzter Verdampferoberfläche eine höhere Wärmeübertragungsleistung und einen größeren luftseitigen Druckverlust als bei trockenem Betrieb. Erklärt wurde diese Beobachtung mit der durch das Kondensat verursachten Oberflächenrauigkeit, die durch die Verwirbelung des Luftstroms zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs führt. Es muss allerdings angemerkt werden, dass in dieser Forschungsarbeit bei der Benetzung der Verdampferoberfläche keine Blockierungen der Ausstellungen oder Lamellen beobachtet wurden.

Im Gegensatz dazu beobachteten Osada et al. /33/ in ihren Untersuchungen zur Optimierung von Lamellenprofilen für Fahrzeugverdampfer bei nassen Betrieb eine verminderte Wärmeübertragungsleistung und einen niedrigeren luftseitigen Druckverlust als bei trockenem Betrieb. Zurückgeführt wurde dieser Effekt auf den veränderten Luftweg im Verdampfer, verursacht durch teilweise Blockierungen einiger Lamellenbereiche. Unter diesen Bedingungen nimmt der Luftstrom nicht mehr den durch Lamellen und Ausstellungen vorgegebenen Weg durch den Verdampfer. Abb. 15 zeigt diesen Effekt in einer Querschnittsansicht der Lamelle. Bei dem durch die Blockierungen erzwungenen Weg kommt der Luftstrom mit weniger Wärmeaustauschfläche in Kontakt, was zu einer geringeren Wärmeübertragungsleistung und einem niedrigeren Druckverlust führt.

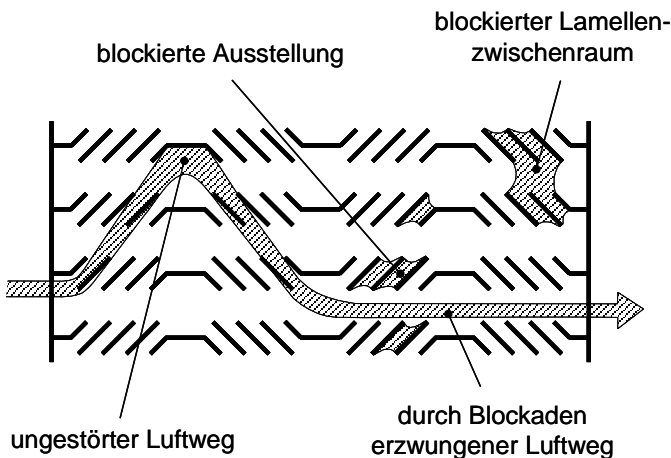


Abb. 15: Durch Wasserblockaden gestörter Luftweg im Querschnitt einer mehrfach geschlitzten Lamelle (nach Osada /33/).

Die Erklärung der gemessenen Phänomene durch unterschiedliche Luftwege bei nasser und trockener Verdampferoberfläche erscheint zweifelhaft, weil der Luftstrom auch unter trockenen Bedingungen den Weg des geringsten Strömungswiderstandes nehmen wird. Es ist wahrscheinlicher, dass sich eine geschlitzte Lamellenstruktur mit blockierten Ausstellungen den Eigenschaften einer ungeschlitzten Lamellenstruktur annähert. Bei ungeschlitzten Lamellen ist die Luftströmung im Vergleich zu geschlitzten Lamellen weniger wirbelbehaftet. Daher ist der Strömungswiderstand geringer. Weil aber außerdem in geringerem Maß neue Grenzschichten in der Luftströmung aufgebaut werden, sinkt der äußere Wärmeübergangskoeffizient und damit auch die Verdampferleistung.

Webb und McLaughlin /17/ zeigten in ihrer Arbeit über die luftseitige Leistung von benetzten Automobilverdampfern, dass die Lamellengeometrie den größten Einfluss auf die Veränderung von Leistung und Druckverlust unter feuchten Betriebsbedingungen hat. Bei kleinen Öffnungsweiten der Ausstellungen, die zu einer Blockierung durch Kondensat führten, konnte ein Rückgang von Leistung und Druckverlust nachgewiesen werden. Ebenfalls konnte eine Reduzierung der Leistung bei blockierten Lamellenbereichen, die durch einen kleinen Lamellenabstand (Fin Pitch) verursacht wurde, beobachtet werden. Allerdings ging die Leistungsverminderung in diesem Fall mit einer Erhöhung des luftseitigen Druckverlustes einher.

3.5.2 Geruch

In ihrer Forschungsarbeit zu multifunktionalen Beschichtungen von Verdampfern für Fahrzeugklimaanlagen identifizierten Mizuno et al. /36/ drei verschiedene Mechanismen, die zu unangenehmen Gerüchen, verursacht durch feuchte Oberflächen in der Klimaanlage, führen können. Erstens lagern sich auf den feuchten Flächen Stoffe aus der angesaugten Außen- oder Umluft ab, die dann nach und nach Geruchsstoffe freisetzen. In diesem Zusammenhang werden Gerüche wie Schweiß oder Zigarettenrauch genannt. Zweitens begünstigen die warmen und feuchten Umgebungsbedingungen das Bakterienwachstum. Deren Stoffwechselprodukte führen ebenfalls zu unangenehmen Gerüchen, die zumeist als „faulig“ beschrieben werden. Drittens wurde ein „staubiger“ Geruch genannt, der vom Aluminiummaterial des Verdampfers ausgeht. Laut Mizunos Erkenntnissen werden die hydrophilen und korrosionsschützenden Schichten vom Kondensat nach und nach aufgelöst bis schließlich das Aluminiumgrundmaterial der feuchten Umgebung ausgesetzt wird. Das bei der Korrosion entstehende Aluminiumhydroxid sondert unter feuchten Bedingungen den als staubig wahrgenommenen Geruch ab.

Kawakubo et al. /37/ stützen in ihrer Arbeit zur Reduzierung von Gerüchen an Verdampfern die Aussagen von Mizuno et al. bezüglich der drei Mechanismen zur Geruchsentstehung in Klimaanlage. Zusätzlich haben Kawakubo et al. das Verhalten beim Einschalten der Klimaanlage intensiver untersucht. Es stellte sich heraus, dass die geruchsverursachenden Substanzen im trockenen Zustand an der Verdampferoberfläche haften und nicht vom Luftstrom in den Fahrzeuginnenraum getragen werden. Im Betrieb des Verdampfers werden diese Substanzen vom entstehenden Kondensat von der Verdampferoberfläche gelöst und emittiert. Die Geruchsemission geht erst zurück, wenn die Verdampferoberfläche vollständig mit Kondensat bedeckt ist. Diese Erkenntnis verdeutlicht, dass der Verdampfergeruch auch einer weiteren Energieeinsparung der Klimaanlage im Wege steht. In bestimmten Betriebszuständen, in denen weniger Entfeuchtungsleistung erforderlich ist, könnte durch den extern regelbaren Kompressor die Verdampfungstemperatur angehoben und damit Kälteleistung eingespart werden. Da diese Maßnahme aber zu einer geringeren Abscheidung von Kondensat führt, wäre in diesem Fall die Verdampferoberfläche nicht mehr vollständig mit Kondensat bedeckt und Geruch würde emittiert werden.

Dass die Geruchsentwicklung für Fahrzeughersteller nicht zu vernachlässigen ist, zeigen Artikel in Automobilzeitschriften, Internetdiskussionsforen und Studien zu diesem Thema. Im Vorfeld ihrer Arbeit zur Reduzierung von Gerüchen an Verdampfern führten Kawakubo et al. /37/ eine Studie zur Kundenzufriedenheit bezüglich Fahrzeugklimaanlagen durch. Die Ergebnisse zeigten sehr deutlich, dass die Befragten mit den Grundfunktionen wie Kühlen oder der Entfernung von Scheibenbeschlag sehr zufrieden waren, während der Punkt „Geruch der Klimaanlage“ durchweg als verbesserungswürdig bewertet wurde.

Zu einem ähnlichen Ergebnis kam eine von der Firma Volkswagen durchgeführte Studie bezüglich der Einflussgrößen und Bewertung von Langstreckenkomfort /38/. Danach empfanden Langstreckenfahrer vielfach den durch Klimaanlage und Heizung verursachten Geruch als komfortmindernd.

3.5.3 Beschlag

Neben den anderen Effekten, die durch die Speicherung von Wasser im Klimagerät hervorgerufen werden, ist der Scheibenbeschlag besonders unerwünscht, weil dadurch ein Sicherheitsaspekt berührt wird. Um ein Fahrzeug sicher steuern zu können, ist eine klare Sicht unabdingbar.

Grundsätzlich kommt es zu Scheibenbeschlag wenn sich an der Scheibe eine Temperatur unterhalb der Taupunkttemperatur der umgebenden feuchten Luft einstellt. Im Betrieb einer

Fahrzeugklimaanlage kann diese Bedingung bei verschiedenen Szenarien durch gespeichertes Kondensat verursacht werden:

- Beschlag nach dem Start des Fahrzeugs bei niedrigen Außentemperaturen (ca. 5 bis 10 °C):

Wenn das Klimagerät ausgeschaltet bzw. das Fahrzeug abgestellt wird, verbleibt eine gewisse Menge an gespeichertem Wasser im Verdampfer bzw. im Gerät. Beim erneuten Start strömt die Luft durch den Verdampfer und wird dabei mit Wasser gesättigt, falls die Kälteerzeugung nicht eingeschaltet ist. An den Scheiben kann dann ggf. der Taupunkt unterschritten werden /39/.

- Beschlag nach einer Autobahnfahrt bei moderaten Außentemperaturen (ca. 20 °C):

Bei schneller Fahrt auf der Autobahn liefert der Verdichter durch die hohe Motordrehzahl eine große Kälteleistung. Außerdem ist die Luft beim Eintritt ins Klimagerät aus zwei Gründen vergleichsweise kühl. Zum einen ist aufgrund der hohen Geschwindigkeit die Staudruckklappe sehr weit geschlossen und es wird ein hoher Anteil kühler Umluft beigemischt. Zum anderen strömt die eintretende Außenluft sehr schnell über die Motorhaube und erwärmt sich nur wenig. Wird das Fahrzeug unter diesen Bedingungen schnell zum Stehen gebracht (z.B. wegen eines Staus), können folgende Vorgänge ablaufen: Da der Verbrennungsmotor nur noch im Standgas betrieben wird, kann der Verdichter nicht mehr die volle Kälteleistung zur Verfügung stellen. Zugleich öffnet sich wegen der Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit die Staudruckklappe und lässt warme bis heiße Außenluft ins Klimagerät strömen. In diesem Fall ist die angesaugte Luft wärmer als bei der Fahrt mit hoher Geschwindigkeit, weil die Luft nun langsamer über die Motorhaube geführt wird. Diese Effekte führen dazu, dass die Luft durch den Verdampfer kurzfristig nicht mehr unter den Taupunkt abgekühlt werden kann. Stattdessen wird die Luft beim Passieren des Verdampfers mit Wasser gesättigt. Bei entsprechender Temperatur der Scheibe kann die Luft dort zum Beschlag führen.

- Beschlag durch Verdampfervereisung:

Im Regelalgorithmus des Kältemittelverdichters ist keine untere Begrenzung des Saugdrucks vorgesehen. Eine Abschaltung erfolgt erst bei einem Saugdruck von weniger als 2,0 bar durch den Niederdruckschalter des Systems. Somit können unter bestimmten Bedingungen Verdampfungstemperaturen von unter 0 °C er-

reicht werden (3 bar entsprechen 0 °C Verdampfungstemperatur, 2 bar entsprechen -10 °C Verdampfungstemperatur). Um eine Vereisung des Verdampfers dennoch zu verhindern, ist am Luftaustritt des Verdampfers in der Regel ein Temperaturfühler angebracht. Beim Unterschreiten einer Oberflächentemperatur von 0 °C, wird die Anlage über dieses Sensorsignal gegebenenfalls abgeschaltet. Der Fühler wird dort am Verdampfer angeordnet, wo eine Vereisung am wahrscheinlichsten ist. Sollte es dennoch wegen eines Defektes der Steuer- und Regelanrichtungen zu einer Vereisung kommen, würde eine Erstarrung des gespeicherten Wassers zu einer Blockade des Zuluftstromes führen. Dies hätte das Beschlagen der Scheibeninnenflächen zur Folge.

3.6 Bezugsgrößen für gespeichertes Wasser

Soll in einem Lastenheft eine Obergrenze für das im Klimagerät gespeicherte Wasser vorgegeben werden, darf dies kein absoluter Wert sein. Klimaanlage für Fahrzeuge mit sehr kleinen Innenräumen müssen anders bewertet werden als solche mit größeren Innenräumen. Es liegt daher nahe, den Grenzwert für die Wasserspeicherung auf die Kälteleistung des Verdampfers zu beziehen. In der Praxis ist ein solcher Grenzwert jedoch schwer zu handhaben, weil die Kälteleistung erheblich von Randbedingungen bei der Messung abhängt. Außerdem ist die Überprüfung der Kälteleistung vergleichsweise aufwändig. Besser ist daher der Bezug auf ein geometrisches Maß. Es bieten sich dafür das Verdampfervolumen oder die Stirnfläche des Verdampfers an. Zum einen sind diese Größen einfach zu überprüfen, und zum anderen wird damit auch indirekt ein Bezug zur Leistung des Verdampfers hergestellt.

Entscheidend für die Leistung von Verdampfern ist die Größe der Lamellenoberfläche der Luftseite. Da bei unterschiedlichen modernen Pkw-Verdampfern sehr ähnliche Lamellengeometrien zur Anwendung kommen, steht der für diese Lamellen zur Verfügung stehende Bauraum in direktem Bezug zu Kälteleistung. Aus diesem Grund empfiehlt sich bei spezifischen Angaben der Bezug auf das Verdampfervolumen. Dennoch hat sich in der Automobil- und Zuliefererindustrie bei der Angabe der spezifischen Kälteleistung von Verdampfern der Bezug auf die Stirnfläche etabliert. Diese Bezugsgröße ist ebenfalls möglich, weil bei derzeitigen Verdampfern die Bautiefe bei den verschiedenen Konstruktionen nur gering variiert und damit Stirnfläche und Volumen nahezu in einem festen Verhältnis voneinander abhängen.

Während der aktuellen Diskussion über die Wasserspeicherung von Verdampfern wurden auch diese Werte auf die Stirnfläche bezogen, weil sich dieser Bezug bei der spezifischen

Kälteleistungsangabe schon etabliert hatte. Da dieser Bezug nicht im Widerspruch mit den Erkenntnissen steht, die in dieser Arbeit dargestellt sind, kann empfohlen werden, dieser Konvention zu folgen. In SI-Einheiten ausgedrückt lautet die Einheit für die gespeicherte Wassermasse somit: „Kilogramm/Quadratmeter“.

Als Bezugsfläche ist hierbei die Stirnfläche des Verdampferblocks zu sehen. Ein Bezug auf die Bruttofläche ist dagegen nicht sinnvoll. Weniger kompakte Abmessungen der Verdampferbestandteile, die außerhalb des Lamellenbereiches liegen, würden dabei zu einer größeren Bezugsfläche führen. Der Wert für die spezifische Wasserspeicherung wäre somit geringer.

4 Ansätze zur Reduzierung des gespeicherten Wassers durch Optimierungen

Das Problem der Speicherung von Kondensat im Verdampfer von Fahrzeugklimaanlagen ist in der Literatur durchaus präsent. In vielen Patentschriften und Forschungsberichten werden Lösungsansätze zur Verminderung der Kondensatspeicherung beschrieben. Es lässt sich eine grobe Unterteilung treffen in Maßnahmen, die am Klimagerät ansetzen, Veränderungen der Verdampfergeometrie und optimierten Beschichtungen.

4.1 Klimagerät

Wenn es der Bauraum erlaubt, lässt sich durch eine geneigte Positionierung des Verdampfers gegenüber der Vertikalen auf einfache Weise das gespeicherte Wasser im Klimagerät reduzieren. Durch diese Maßnahme kann neben der Schubkraft des Luftstromes auch die Gravitationskraft genutzt werden, um das Kondensat durch den Verdampfer bis zum Luftaustritt zu befördern. Zusätzlicher Vorteil hierbei ist, dass auch bei abgeschalteter Anlage, d.h. ohne Luftbewegung, noch Kondensat abgeführt werden kann. In ihren Experimenten zur Verbesserung der Leistung von Lamellen für Fahrzeugverdampfer identifizierten Osada et al. /33/ eine Verdampferneigung von 30° gegenüber der Vertikalen als Optimum für die Leistung unter feuchten Betriebsbedingungen. Da bekannt ist, dass die Verdampferleistung im Betrieb mit Wasserabscheidung dann am höchsten ist, wenn die Blockierungen der Ausstellungen und Lamellenzwischenräume am geringsten ist, kann gefolgert werden, dass hohe Leistung mit geringer Kondensatspeicherung einhergeht. Somit kann der für die Leistung als optimal identifizierte Neigungswinkel auch für die Reduzierung der Wasserspeicherung als optimal angesehen werden.

Diese Aussage wird gestützt von einer Veröffentlichung von Kim, Youn und Bullard /40/. In dieser Arbeit wurde speziell der Einfluss der Verdampferneigung auf die luftseitige Leistung und trockenen und feuchten Bedingungen untersucht. Während die Forscher unter trockenen Bedingungen wenig Beeinflussung der Neigung auf die übertragenen Luftleistungen feststellen konnten, wurde unter feuchten Bedingungen eine deutliche Steigerung der Luftleistung bei geneigtem Verdampfer beobachtet. Die Forscher sahen es als erwiesen an, dass eine verbesserte Kondensatabfuhr mit einer Steigerung des luftseitigen Wärmeübertragungskoeffizienten einhergeht.

Noch problematischer ist der Ablauf von Kondensat, wenn der Verdampfer horizontal angeordnet und von unten nach oben durchströmt wird. Diese Anordnung ist bei Anlagen zu finden, die eine sehr kompakte Bauweise mit günstigen Strömungsverhältnissen verknüp-

fen. Die besondere Schwierigkeit ist hierbei, dass das abfließende Kondensat und der Luftstrom entgegengesetzte Bewegungsrichtungen aufweisen. Einen verbesserten Kondensatablauf unter diesen Bedingungen verspricht hier ebenfalls eine leichte Neigung des Verdampfers. In einem US-Patent der Firma Denso /41/ wird eine ideale Neigung von 10° bis 30° gegenüber der Horizontalen genannt. Eine weitere Verbesserung bei dieser Einbaulage des Verdampfers ist in einem deutschen Patent der Firma Denso /42/ angeführt. Dort ist eine aus der Horizontalen geneigte Einbauposition des Verdampfers beschrieben, wobei das nach unten geneigte Ende des Verdampfers eine Abschottung aufweist. Auf diese Weise wird im Bereich des größten Kondensatanfalls dessen Abfuhr vom Luftstrom nicht gestört.

Ein anderer Ansatz mit zahlreichen Variationen ist das aktive Trocknen des Verdampfers nach dem Kühlbetrieb. Im einfachsten Fall wird die Feuchtigkeit im Verdampfer durch einen Fühler detektiert, und ein Steuergerät veranlasst nach dem Abschalten der Klimaanlage den Betrieb des Gebläses für einen bestimmten Zeitraum. Ein solches Verfahren ist in einem deutschen Patent der Firmen Obrist und BMW /43/ beschrieben. In einem weiteren Patent der Firma BMW /44/ findet sich eine Variante dieser Methode. Mit dem Ziel, die Feuchte des bei der Trocknung des Verdampfers in den Fahrzeuginnenraum geförderten Luftstromes nicht unzulässig zu erhöhen, wird in diesem Patent nach dem Abschalten der Klimaanlage ein weiterer Betrieb des Kältekreises bei geringer Leistung beschrieben.

Ein generelles Problem der Verdampfertrocknung durch den Betrieb des Gebläses der Klimaanlage ist die Verlagerung der Feuchtigkeit von der Verdampferoberfläche in den Fahrzeuginnenraum. Dort kann es durch die Einbringung von Feuchtigkeit zu unerwünschtem Scheibenbeschlag kommen. Um dies zu verhindern, können zu Beginn des Trocknungsvorganges Sorptionsfilter in den Luftweg am Austritt des Verdampfers eingebracht werden, die durch Absorptions- oder Adsorptionsvorgänge die Feuchtigkeit binden. Eine solche Methode ist einem Patent der Firma BMW /45/ beschrieben. Einen anderen Weg zeigt ein Patent der Firma Audi /46/ auf. Darin ist ein Verfahren zur Verdampfertrocknung beschrieben, bei dem der feuchte Luftstrom vom Verdampfer mittels eines zusätzlichen Luftkanals und einer Klappe nach außen abgeführt wird. Um die Trocknung des Verdampfers zusätzlich zu begünstigen, ist weiterhin die Installation eines zusätzlichen Heizungswärmeübertragers vor dem Verdampfer beschrieben.

In einem Patent der Firma Denso /47/ ist eine weitere Methode dargestellt, die mittels Nachlauf des Gebläses die Kondensatmenge auf der Verdampferoberfläche reduzieren soll. In diesem Fall erfolgt die Entfernung des Kondensates nicht über einen Trocknungsvor-

gang, sondern über den mechanischen Impuls des Luftstromes. Um die Haftung des Kondensates auf der Oberfläche zu reduzieren, wird der Verdampfer mit einem wasserabstoßenden Film beschichtet. Hinter dem Verdampfer wird ein Wasserfangnetz angeordnet, das die von der Verdampferoberfläche abgelösten Tropfen auffängt und dem Kondensatablauf zuführt.

4.2 Verdampfergeometrie

Grundsätzlich können die Maßnahmen zur Reduzierung des gespeicherten Kondensates mittels einer speziellen Verdampfergeometrie in zwei Kategorien unterteilt werden. Auf der einen Seite stehen die Ansätze, die sich auf die Optimierung der Geometrie von konventionellen Verdampferkonstruktionen stützen. Ausgangspunkte dabei sind die Gestaltung des Lamellenpaketes und eine besondere Ausformung der Kältemittelrohre, die den Lamellenbereich seitlich begrenzen. Auf der anderen Seite stehen radikale Neukonstruktionen, wie z.B. der lamellenlose Verdampfer der Firma Obrist (vgl. Abschnitt 4.2.4), die sich deutlich von den konventionellen Bauformen unterscheiden.

4.2.1 Lamellenabstand

Den größten Einfluss auf die Speicherung von Kondensat im Verdampfer hat der Lamellenabstand (Fin Pitch). In den Forschungsarbeiten von McLaughlin und Webb /32//17/ hat sich gezeigt, dass es selbst bei hydrophil beschichteten Verdampfern unterhalb eines Lamellenabstands von 1,6 mm zu einer stark erhöhten Einlagerung von Kondensat kommt. Diese Aussagen werden gestützt durch eine Offenlegung der Firma Showa /48/. Für einen Verdampfer, der sich durch besonders hohe Wärmeübertragungsleistung aufgrund guter Kondensatabfuhr auszeichnet, wird dort ein Lamellenabstand von 1,8 bis 2,2 mm vorgegeben. Die Aussagen in diesen beiden Quellen decken sich mit internen Untersuchungen der Firma Audi, in denen ein Lamellenabstand von 1,7 mm als untere Grenze für eine gute Kondensatabscheidung identifiziert wurde /6/.

Obwohl dieser Grenzwert bekannt ist, wird er bei modernen Verdampferkonstruktionen grundsätzlich unterschritten. Die hohen Anforderungen an die Leistung der Wärmeübertrager gepaart mit Bauraumrestriktionen erfordern eine große luftseitige Fläche, die nur bei einer gewissen Dichte der Lamellen zu erzielen ist. So müssen die zu engen Lamellenabstände als gegeben angesehen und andere Lösungsansätze gesucht werden.

4.2.2 Geteiltes Lamellenpaket

Die Betrachtungen der Mechanismen bei der Abfuhr von Kondensat haben gezeigt, dass das kondensierte Wasser von den Schubkräften des Luftstromes über die gesamte Bautiefe

des Verdampfers bewegt werden muss, weil eine vertikale Ableitung nach unten nur am Verdampferaustritt erfolgen kann. Diese Tatsache legt es nahe, das Lamellenpaket bei halber Bautiefe zu teilen, damit ein Teil des Kondensates schon dort abgeführt werden kann. Osada et al. /33/ beschreiben in ihrer Forschungsarbeit zur Leistungsverbesserung von Automobil-Verdampfern eine solche Geometrie. Abb. 16 zeigt das Prinzip dieser mittigen Teilung in einer Querschnittsansicht eines Lamellenpaketes.

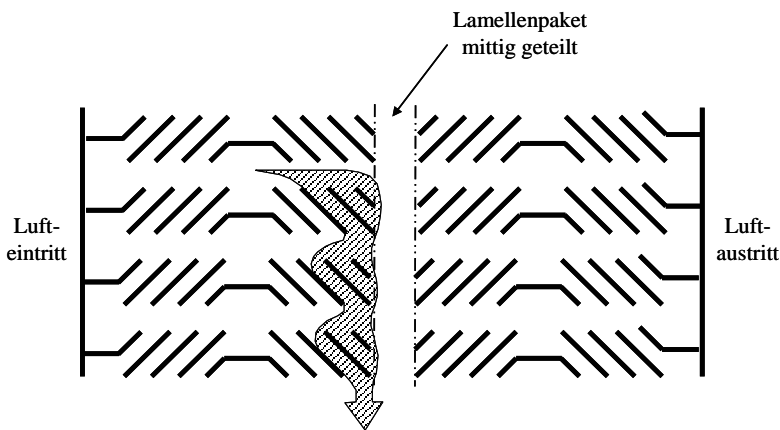


Abb. 16: Mittige Teilung einer mehrfach geschlitzten Lamelle in einer Querschnittsansicht, Prinzipskizze (nach Osada /33/).

Allerdings untersuchten Osada et al. diese Konstruktion nicht bezüglich der verminderten Speicherung von Kondensat, sondern nur auf den luftseitigen Druckverlust. Gegenüber konventionellen Konstruktionen konnte diese Lösung unter feuchten Bedingungen den luftseitigen Druckverlust um ca. 4 % reduzieren. Dass die Auswirkungen auf die Kondensatspeicherung weitaus größer sind, zeigten eigene Messungen. Untersucht wurden dabei zwei unterschiedliche Verdampferkonstruktionen mit identischen Wärmeübertragungsleistungen und Stirnflächen. Bei einem der Verdampfer handelte es sich um eine konventionelle Plattenkonstruktion, der andere war aus Flachrohren gefertigt und wies eine Teilung des Lamellenpaketes auf. Beide wurden unter feuchten Bedingungen (30 °C, 50 % r.F.) bei verschiedenen Luftmassenströmen betrieben und das gespeicherte Kondensat aus der Gewichts Differenz zwischen trockenem Zustand und dem Zustand nach dem Entfeuchtungsbetrieb ermittelt. Es wurde deutlich, dass durch diese Technik das gespeicherte Kondensat im Verdampfer stark reduziert werden kann. Die Reduktionen lagen im Vergleich zum konventionellen Verdampfer zwischen 25 % (240 kg/h) und 39 % (600 kg/h). Abb. 17 zeigt die Ergebnisse dieser Versuchsreihe im Detail.

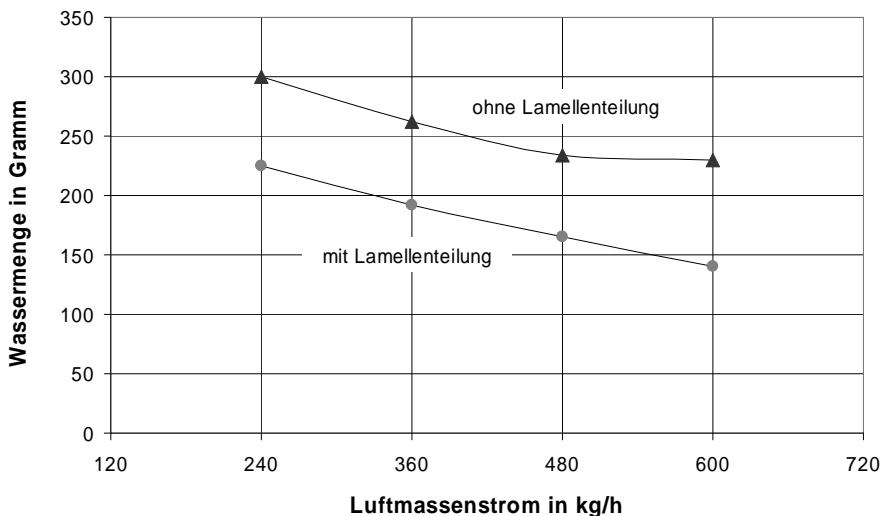


Abb. 17: Vergleich der gespeicherten Wassermenge bei Verdampfern mit und ohne Lamellenteilung bei 30 °C und 50 % r.F. in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom.

4.2.3 Senkrechte Vertiefungen

Eine weitere Möglichkeit, schon im Verdampfer einen Weg zur Kondensatabfuhr nach unten zu schaffen, sind senkrechte Vertiefungen in den Kältemittel führenden Elementen, die den Lamellenbereich seitlich begrenzen. Lösungen dieser Art werden für Flachrohrverdampfer in einem Patent der Firma Valeo /49/ und für Plattenverdampfer in einem Patent der Firma Denso /50/ erwähnt. Abb. 18 zeigt den Kondensatweg an der Vertiefung bei einem Plattenverdampfer in einer Prinzipskizze. Zusätzlich zu den vertikalen Vertiefungen in den Kältemittelpplatten ist bei der Konstruktion der Firma Denso auch der an diese Vertiefungen angrenzende Lamellenbereich ausgespart.

Entscheidend für die Qualität der Kondensatabfuhr ist die Geometrie der Vertiefung. Bei falscher Dimensionierung kann sich die Kondensatspeicherung sogar erhöhen. McLaughlin et al. /32/ untersuchten in ihrer Forschungsarbeit mehrere Maßnahmen zur Verminderung der Kondensatspeicherung. Bezüglich der vertikalen Vertiefungen wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Erhöhung der Kondensatspeicherung um 12 % festgestellt. Offenbar wurde bei diesen Messungen eine unpassende Geometrie der Vertiefungen verwendet. In einer Arbeit von Kamiya et al. /51/ wurde der Einfluss der Vertiefungsgeometrie genauer untersucht. Es stellte sich heraus, dass besonders das Maß für die Tiefe der Vertiefung von entscheidender

Bedeutung ist. Nach einer weiteren Erkenntnis ist die optimale Tiefe experimentell zu ermitteln, da zwischen zwei Effekten ein Kompromiss gefunden werden muss. Einerseits die Gravitationskraft im Spalt und andererseits die Kapillarkraft des Spaltes, um Kondensat von der Lamelle in den Spalt zu ziehen. Bei tiefer Einbuchtung des Spaltes ist die Gravitationskraft hoch, aber die Absorptionskapazität niedrig. Umgekehrte Verhältnisse ergeben sich bei zu klein gewählter Spalttiefe.

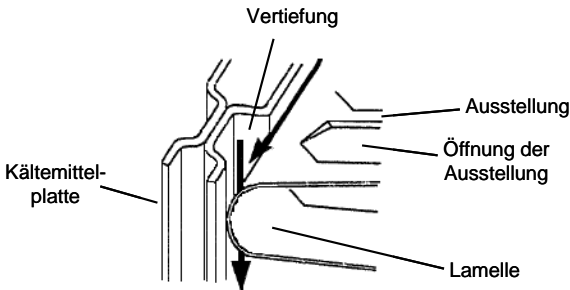


Abb. 18: Kondensatableitung durch vertikale Vertiefung bei einem Pkw-Plattenverdampfer, Prinzipansicht (nach Kamiya /51/).

Neben der Tiefe des Spaltes hat sich nach Untersuchungen von Kamiya et al. auch die Distanz zwischen dem Ende der Öffnung der angrenzenden Ausstellung und der vertikalen Kante der Vertiefung als entscheidend erwiesen. Da über diesen Weg das Kondensat von der Lamelle in die Vertiefung gelangt, sollte eine Minimierung dieser Distanz angestrebt werden. Diese Aussagen von Kamiya et al. werden gestützt durch die Versuche von Osada et al. /33/. Sie beobachteten, dass sich bei einer Reduzierung des Randes der Ausstellungen von 0,40 mm auf 0,25 mm der Kondensatablauf verbesserte. Als Rand der Ausstellungen ist die Länge zwischen der Öffnung der Ausstellung und dem Kältemittelrohr bzw. der Kältemittelplatte zu verstehen, Abb. 19 verdeutlicht dies.

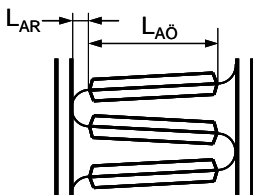


Abb. 19: Geometrie der Ausstellungen in den Lamellen, dabei steht $L_{AÖ}$ für die Breite der Öffnung der Ausstellungen und L_{AR} für die Breite des Randes zwischen der Ausstellungsöffnung und der/dem Kältemittelplatte/rohr.

Mit der Reduzierung dieses Maßes wird auch die für den Kondensatabfluss entscheidende Strecke zwischen der vertikalen Kante der Vertiefung und dem Ende der angrenzenden Ausstellungs-Öffnung kürzer. Dadurch wurde erreicht, dass das Kondensat auch schon im Verdampfer vertikal ablaufen konnte und sich so der Ort des Kondensatablaufs vom Luftaustritt in die Mitte des Verdampfers verlagerte. Abb. 20 zeigt dieses mittige Ablaufverhalten in einer Querschnittsansicht.

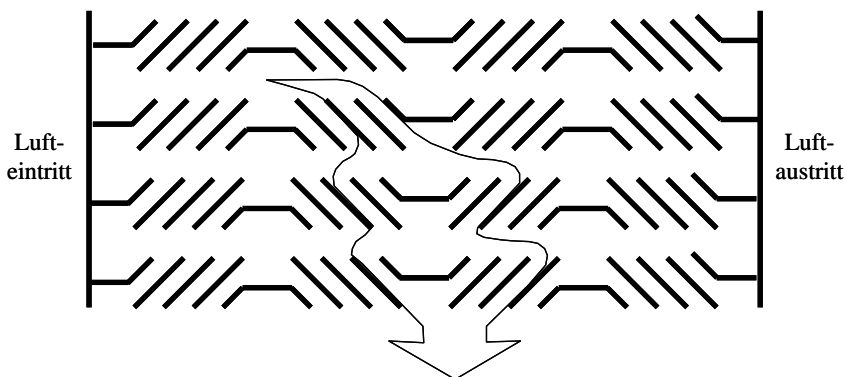


Abb. 20: Kondensatablauf in der Mitte eines mehrfach geschlitzten Lamellenpaketes, hervorgerufen durch die Reduzierung der Randlänge der Ausstellungen, Querschnittsansicht (nach Osada /33/).

4.2.4 Lamellenloser Verdampfer

Im Zuge der Entwicklung von neuen Kältekreisläufen für das Kältemittel R744 hat sich eine weitere Notwendigkeit ergeben, die Kondensatspeicherung im Verdampfer zu reduzieren. Durch die Druckverhältnisse in einem Kältekreislauf mit R744 als Kältemittel bietet es sich an, den Zyklus bei Bedarf auch als Wärmepumpe zu betreiben. In einem umschaltbaren System ohne zusätzliche Wärmeübertrager dient derselbe Wärmeübertrager im Klimaanlagebetrieb der Luftkühlung und im Wärmepumpenbetrieb der Lufterhitzung. Daher wird beim Umschaltvorgang von Kühl- auf Heizbetrieb das am Verdampfer anhaftende Kondensat vollständig verdampft und vom Luftstrom in den Fahrzeuginnenraum eingebracht. Dort würde die mit Feuchtigkeit gesättigte Luft zu einem sofortigen Beschlagen aller Scheiben führen. Da ein solches Szenario aus Gründen der Fahrsicherheit nicht zu akzeptieren ist, darf der Verdampfer beim Umschalten keine nennenswerte Kondensatmenge mehr enthalten.

Daher hat die Firma Obrist einen lamellenlosen Verdampfer entwickelt /52/. Ziel der Entwicklung ist ein Verdampferkonzept mit einer Wasserspeicherung unterhalb von 5 Gramm. Herzstück des Konzeptes sind breite, wellenförmige und sehr dünne Flachrohre. Da in diesem Fall schon das Rohr eine große äußere Oberfläche aufweist, kann auf luftseitige Lamellen verzichtet werden. Abb. 21 zeigt ein solches Flachrohrprofil.

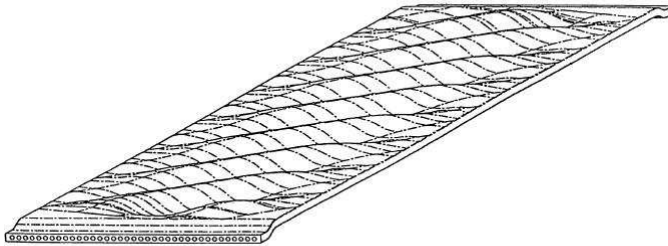


Abb. 21: Wellenförmiges Flachrohrprofil zur Herstellung von lamellenlosen Verdampfern /52/.

Die Rohre werden vertikal nebeneinander angeordnet und mit Sammlern an der Ober- und Unterseite verlötet. Die Durchströmung mit Kältemittel erfolgt nach dem Parallel-Flow-Prinzip. Demnach vollzieht sich die Wärmeübertragung mit dem Luftstrom im Kreuz-/Gegenstrom.

Ein Prototyp der ersten Generation wurde in einem R744-Kreislauf betrieben und dabei einem warmen, feuchten Luftmassenstrom (40 °C, 40 % r.F.) ausgesetzt. Wie im zuvor beschriebenen Versuch wurde das gespeicherte Wasser aus der Gewichts Differenz zwischen trockenem Zustand und dem Zustand nach dem Entfeuchtungsbetrieb ermittelt. Es wurden Messungen bei zwei unterschiedlichen Luftmassenströmen durchgeführt, 360 kg/h und 600 kg/h. Die Ergebnisse wurden mit den in den konventionellen R134a-Verdampfern (mit und ohne Lamellenteilung) gespeicherten Wassermassen verglichen, die unter gleichen Bedingungen gemessen wurden. Es stellte sich heraus, dass der lamellenlose Verdampfer unabhängig von den unterschiedlichen Luftmassenströmen nach dem Test ca. 70 Gramm Wasser gespeichert hatte. Damit ist der Abstand zum angestrebten Entwicklungsziel von weniger als 5 Gramm noch groß, allerdings speichert dieser Verdampfer damit zwischen 52 und 63 % weniger Wasser als die beste konventionelle Konstruktion mit Lamellenteilung. Die Ergebnisse im Detail zeigt Abb. 22.

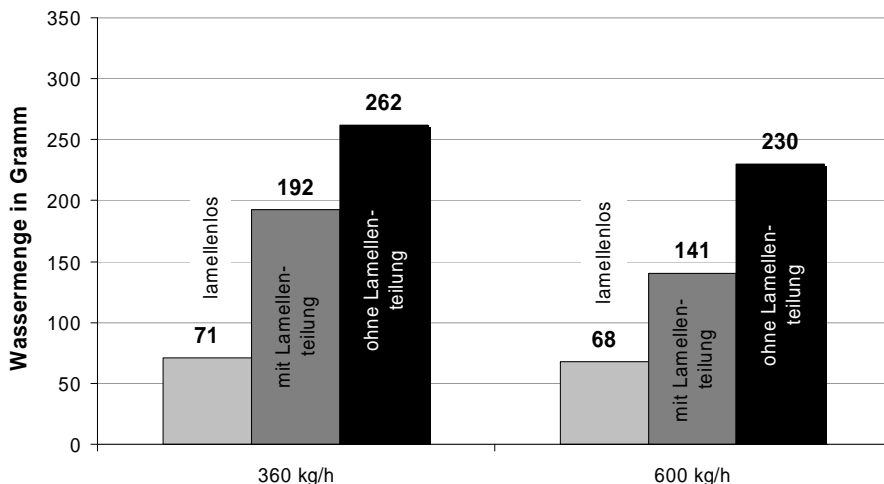


Abb. 22: Die gespeicherte Wassermenge eines lamellenlosen Verdampfers im Vergleich zu konventionellen Verdampfern (mit und ohne Lamellenteilung) bei 40 °C und 40 % r.F. für unterschiedliche Luftmassenströme.

Es ist darauf hinzuweisen, dass die Versuche zur Kondensatspeicherung des lamellenlosen Verdampfers analog zu den Versuchen mit den konventionellen Verdampfern durchgeführt wurden. So wurde das benetzte Gewicht nach einer Abtropfzeit von 10 Minuten ermittelt. Da der Kondensatablauf in den konventionellen Verdampfern essentiell vom Luftstrom abhängt, kam der Kondensatstrom aus dem Verdampfer nach Unterbrechung der Luftzufuhr schnell zum Erliegen. Nach ca. zwei Minuten war kein nennenswertes weiteres Abtropfen zu beobachten. Somit war die Abtropfzeit von 10 Minuten ausreichend, um stationäre Bedingungen erwarten zu können. Der lamellenlose Verdampfer zeigte allerdings ein völlig anderes Abtropfverhalten. Offenbar hängt das Abtropfen hierbei nicht von der Beaufschlagung mit einem Luftstrom ab, sodass im Versuch auch nach zehn Minuten noch ein stetiges Abtropfen beobachtet werden konnte. Es ist daher anzunehmen, dass sich bei längerer Abtropfzeit noch sehr viel geringere Mengen für das gespeicherte Wasser ergeben werden.

4.3 Verdampferbeschichtung

Wie schon zuvor erwähnt, ist bei den geringen Lamellenabständen in modernen Verdampfern eine hydrophile Beschichtung für die Kondensatabfuhr unabdingbar. Nur als Film lässt

sich das Wasser vom Luftstrom durch den Verdampfer bewegen, bei einer Tropfenbildung wäre der Luftweg innerhalb kürzester Zeit blockiert.

Die Kondensatabfuhr kann daher durch die Beschichtung nur unterstützt werden, indem sie dauerhaft hydrophile Oberflächeneigenschaften garantiert. Dass die Dauerhaftigkeit der Beschichtung durchaus problematisch sein kann, zeigten vergleichende Tests der Kondensatspeicherung an neuen und gebrauchten Verdampfern. Dabei ist die Alterung durch 160 Betriebsstunden im Kältekreislauf herbeigeführt worden. Der Versuch wurde bei Luftbedingungen von 30 °C und 50 % r.F. und Luftmassenströmen von 480 kg/h und 600 kg/h durchgeführt. Der Vergleich zeigte deutlich den Einfluss der Alterung der hydrophilen Beschichtung auf die Menge des gespeicherten Kondensates. Bei beiden Luftmassenströmen erhöhte sich die gespeicherte Wassermenge beim gebrauchten Verdampfer um etwa 50 %. Die Ergebnisse im Detail zeigt das Diagramm in Abb. 23.

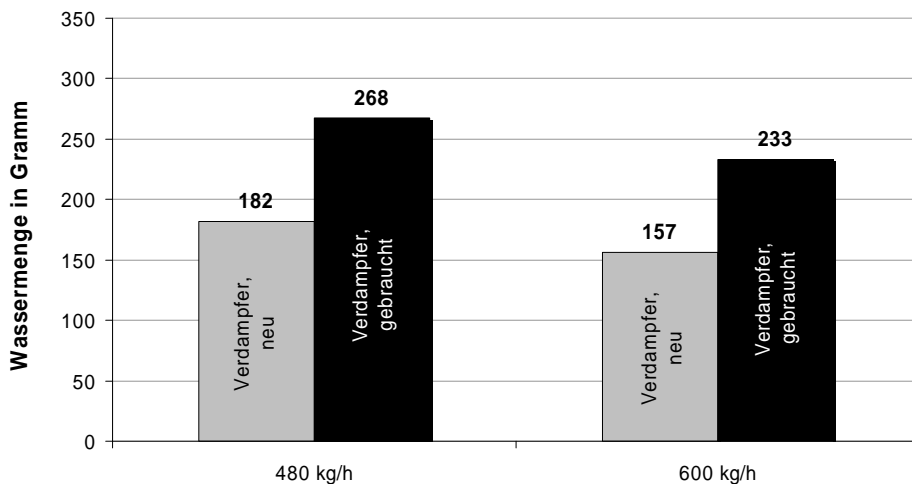


Abb. 23: Die gespeicherte Wassermenge eines neuen und gebrauchten konventionellen Verdampfers bei 30 °C und 50 % r.F. für unterschiedliche Luftmassenströme.

Neben der Hydrophilie bieten moderne Verdampferbeschichtungen noch andere Eigenschaften, die aber nicht die Kondensatspeicherung an sich beeinflussen können, sondern lediglich deren Folgen (z.B. Korrosion, Geruch) abmildern.

5 Einfache Testverfahren zur Ermittlung des gespeicherten Wassers

Wie Recherchen in der Literatur und den Patentdatenbanken gezeigt haben, sind bezüglich der Verminderung des gespeicherten Wassers in Verdampfern von Pkw-Klimaanlagen zahlreiche Lösungsansätze bekannt (vgl. Abschnitt 4). Da eine Umsetzung dieser Maßnahmen in den meisten Fällen nicht kostenneutral möglich ist, kann es nur zu einer Anwendung in Serienfahrzeugen kommen, wenn Grenzwerte bezüglich der Wasserspeicherung vereinbart werden. Dies ist in der Vergangenheit nicht geschehen, weil bisher kein Testverfahren bekannt war, mit dem die Wasserspeicherung zuverlässig überprüft werden kann.

Bevor die Problematik der Wasserspeicherung in Pkw-Verdampfern erkannt wurde, galt es hauptsächlich, im Betrieb des Verdampfers ein Mitreißen von Spritzwasser durch den Luftstrom zu verhindern. Bezüglich dieses Problems werden so genannte „Impulstests“ vorgenommen. Dabei wird die Klimaanlage auf dem Prüfstand für einen definierten Zeitraum mit einem geringen Luftmassenstrom bei hoher Temperatur und Luftfeuchte betrieben. Beim anschließenden plötzlichen Umschalten auf den größten möglichen Luftmassenstrom lässt man die ausgeblasene Luft an eine Platte prallen und bewertet anschließend das entstandene Tropfenmuster. Ein ähnliches Verfahren ist in einer Veröffentlichung von Mathur beschrieben [53]. Er untersuchte den Austrag von Spritzwasser bei Verdampfern von Fahrzeugklimaanlagen während sich ändernder Luftströmungen. Dabei wurde der Verdampfer in einem Kältekreislauf betrieben und mit warmer feuchter Luft beaufschlagt. Es folgte eine plötzliche Erhöhung von einer niedrigen bzw. einer mittleren auf eine hohe Gebläsestufe. Der dabei aufgetretene Austrag von Spritzwasser wurde anhand der horizontalen Wurfweite der Wassertropfen bewertet. Dazu wurde der Boden hinter der Luftaustrittsseite des Verdampfers mit Pappe bedeckt und die Weite des Tropfenflugs mittels einer Skala abgelesen. Verfahren dieser Art geben keinen Aufschluss über die Wasserspeicherung in der untersuchten Komponente.

Nachdem es durch die zunehmende Konzentration von Kälteleistung auf immer weniger Bauraum zu vermehrter Wasserspeicherung im Klimagerät gekommen war, wurden vermehrt Testverfahren vorgestellt, die dieses Problem messbar machen sollten. Alle bisher veröffentlichten Verfahren, die im Folgenden einzeln erläutert werden, fokussieren die Betrachtung ausschließlich auf die Komponente „Verdampfer“. Damit können nur Maßnahmen zur Reduzierung der Wasserspeicherung, die direkt an diesem Bauteil ansetzen, bewertet werden. In der wissenschaftlichen Literatur ist bisher kein Verfahren bekannt, mit dessen Hilfe die Menge der Wasserspeicherung in einem vollständigen Klimagerät be-

stimmt werden kann. Da aber Lösungen zur Verminderung der Speicherung auch am Gerät ansetzen können, ist ein solches Testverfahren unerlässlich. Weiterhin ist in der Literatur kein Verfahren erwähnt, das die gespeicherte Wassermenge eines im Fahrzeug verbauten Klimagerätes quantifizieren kann. Eine solche Methode ist besonders für Serienüberwachungen, Wettbewerbsanalysen und Bewertung von Alterungseinflüssen interessant.

5.1 Eintauchtests

Soll das gespeicherte Wasser im Verdampfer einer Fahrzeugklimaanlage ermittelt werden, ist es naheliegend, diesen Wert aus der Differenz zwischen einer Wägung im trockenen Zustand und einer nach der Benetzung durch Eintauchen in Wasser zu bestimmen. Hauptkritikpunkt bei Verfahren dieser Art ist, dass die Verhältnisse bei der Benetzung durch Eintauchen nicht denen bei der Entstehung von Wasser auf der Verdampferoberfläche durch Kondensation von Luftfeuchte entsprechen. Außerdem ist es auf diese Weise nicht möglich, die Einflüsse der Luftgeschwindigkeit auf die Wasserspeicherung darzustellen.

5.1.1 Manuelles Verfahren

Die Benetzung erfolgt im einfachsten Fall durch ein Untertauchen des Wärmeübertragers in einem Wasserbecken. McLaughlin und Webb beschreiben eine elementare Variante dieses Verfahrens in einer Forschungsarbeit zum Kondensatablauf in Verdampfern von Fahrzeugklimaanlagen /32/. Bei dem beschriebenen Verfahren wird der Verdampfer kältemittelseitig verschlossen und in einen Behälter mit Wasser einer definierten Temperatur senkrecht eingetaucht. Nach einer vorgegebenen Verweilzeit wird der Verdampfer unter Beibehaltung der senkrechten Lage aus dem Becken gehoben. Anschließend lässt man den Prüfling für einen festgelegten Zeitraum abtropfen. Bevor die Nasswägung erfolgt, wird die Unterseite des Verdampfers abgestreift, damit nur das im Lamellenbereich des Wärmeübertragers anhaftende Wasser in die Messung eingeht.

Die Autoren sehen es als erwiesen an, dass die Messergebnisse dieses manuellen Eintauchverfahrens mit der Wasserspeicherung durch Benetzung mit Kondensat übereinstimmen. Sie beziehen sich dabei auf eine ältere Forschungsarbeit von Rudy et al. aus dem Jahr 1985 /54/. In dieser Untersuchung wurde die an einer Wärmeübertrageroberfläche gespeicherte Wassermenge durch zwei unterschiedliche Verfahren ermittelt und verglichen. Zum einen wurde die Benetzung durch Kondensation von Luftfeuchte herbeigeführt und zum anderen wurde der Wärmeübertrager in ein Wasserbecken eingetaucht und wieder herausgezogen. Zum Eintauchen wurde Wasser verwendet, das aus der Kondensation von Luftfeuchte gewonnen wurde. Der Vergleich der Ergebnisse aus den unterschiedlichen Verfahren zeigte Ähnlichkeiten auf. Allerdings ist anzumerken, dass es sich bei dem untersuchten Wärme-

übertrager nicht um ein komplettes Bauteil, sondern um ein einzelnes Kältemittelflachrohr mit einer Lamellenreihe gehandelt hat. Außerdem wurde die Abkühlung des Rohres zur Kondensation von Luftfeuchte nicht durch eine Verdampfung von Kältemittel herbeigeführt, sondern durch einen gekühlten Solestrom.

Neben der schon eingangs geäußerten generellen Kritik an den Eintauchverfahren kommt bei dieser einfachen Eintauchmethode die eingeschränkte Reproduzierbarkeit durch das manuelle Eintauchen und Herausziehen sowie das Abstreifen des Prüflings hinzu.

5.1.2 Verkürztes manuelles Verfahren

Neben dem einfachen Eintauchtest wird zur schnellen und einfachen Beurteilung des Kondensathaltevermögens auch der so genannte „Schütteltest“ eingesetzt /6/. Auch bei diesem Verfahren wird der Messwert aus der Differenz zwischen einer Wägung des Verdampfers im benetzten und im trockenen Zustand ermittelt. Die Benetzung findet auch bei diesem Verfahren durch ein Eintauchen des zu prüfenden Verdampfers in einen mit Wasser gefüllten Behälter statt. Alternativ kann die Benetzung auch durch einen unter geringen Druck ausströmenden Wasserstrahl, wie z. B. bei einem Wasserhahn erfolgen. Der Verdampfer wird dazu in horizontaler Position gehalten und derart unter dem Wasserstrahl bewegt, dass nach und nach jeder Teil des Lamellenbereiches kurz überströmt wurde.

Danach folgt das manuelle Ausschütteln des Verdampfers durch die versuchsdurchführende Person. Der Verdampfer wird dazu weiterhin in horizontaler Position gehalten, dann nach unten stark beschleunigt und diese Bewegung ruckartig wieder abgebremst. Nach drei Schüttelvorgängen wird die Wägung durchgeführt.

Durch die manuelle Durchführung des Tests ist die Reproduzierbarkeit eingeschränkt und bewegt sich auf gleichem Niveau wie das einfache Eintauchverfahren. Das heißt, um eine gewisse Wiederholgenauigkeit zu erzielen, müssen viele Messungen durchgeführt und ein Mittelwert gebildet werden.

5.1.3 Eintauchversuch mit Vorrichtung

Zang et al. stellten 2001 in ihrer Forschungsarbeit über die Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimaanlagen-Verdampfer ein aufwändigeres Eintauchverfahren vor, das bezüglich der bei den manuellen Verfahren kritisierten Punkte eine Verbesserung darstellt /55/. Bei der beschriebenen Methode wird nicht der Prüfling, sondern der Wasserbehälter in vertikaler Richtung bewegt.

Die Versuchseinrichtung (vgl. Abb. 24) besteht aus einem Wasserbehälter, der mittels einer geeigneten Hebevorrichtung angehoben und gesenkt werden kann sowie einer Aufhängung, um den zu prüfenden Verdampfer zu befestigen und zu wiegen. Die Aufnahme für den Verdampfer kann vorwärts und rückwärts geneigt werden, um auch verschiedene Einbaulagen berücksichtigen zu können. Der Verdampfer wird in dem Behälter mit Wasser bei Raumtemperatur vollständig untergetaucht, indem der Behälter mittels der Hebeeinrichtung nach oben bewegt wird. Nachdem der Behälter wieder abgesenkt wurde und sich der Verdampfer nicht mehr im Wasser befindet, beginnt die Wägung. In den ersten 90 Sekunden wird alle 5 Sekunden eine Messung vorgenommen und während der folgenden 240 Sekunden alle 30 Sekunden. Für die mit dieser Messeinrichtung durchgeführten Messungen wird eine Unsicherheit von 5,8 % angegeben.

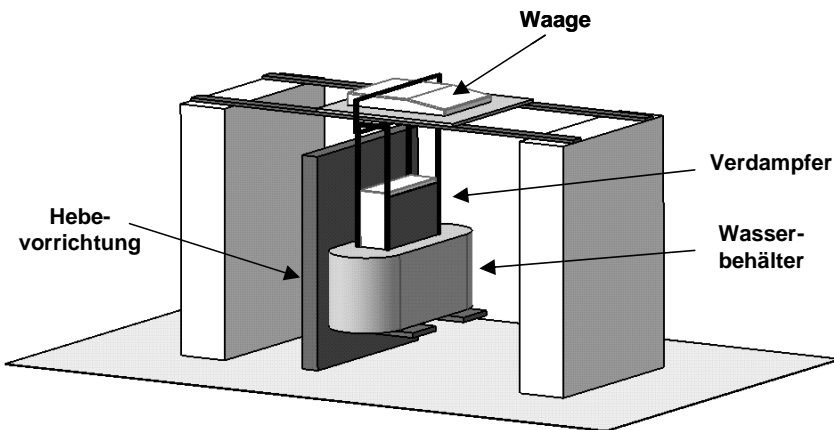


Abb. 24: Versuchsaufbau des Eintauchverfahrens mit Vorrichtung (nach Zang /55/).

Obwohl durch diese Variante des Eintauchtests gegenüber des von McLaughlin und Webb vorgestellten Verfahrens Verbesserungen bezüglich der Reproduzierbarkeit und der Berücksichtigung der Einbaulage erzielt werden, weist diese Methode doch die prinzipiellen Nachteile aller Eintauchtests bezüglich der nicht realistischen Benetzung auf. Damit ist das Verfahren nicht geeignet, sichere quantitative Aussagen über eine Speicherung von Wasser im Verdampfer zu machen. Allerdings können auf diese Weise Abschätzungen bezüglich der maximalen Speichermenge vorgenommen werden.

Diese Information über eine ungefähre maximale Speichermenge ist relevant, wenn bei einer Messung der Wasserspeicherung die vorausgehende Benetzung des Verdampfers nicht durch Eintauchen, sondern durch das Abkühlen eines feuchten Luftstromes im Betrieb des Verdampfers herbeigeführt wird. Dabei stellt sich die Frage, wie lange der Verdampfer im Luftstrom betrieben werden muss, bis die maximale Speicherung erreicht ist. Gemäß der Zusammenhänge in Abschnitt 3.3 lässt sich diese Zeitspanne bestimmen, wenn die zu erwartende Speichermenge näherungsweise bekannt ist.

Eine Weiterentwicklung der Eintauchmethode mit Vorrichtung wurde 2005 durch Zhong et al. /34/ vorgestellt. Den prinzipiellen Versuchsaufbau der als „Dynamisches Eintauchverfahren“ bezeichneten Methode zeigt Abb. 25. Es handelt sich dabei um einen mit Wasser gefüllten Behälter, in dem sich ein kleinerer mit Luft gefüllter Behälter unter der Wasseroberfläche befindet. Der Luftbehälter ist an der Oberseite geschlossen und an der Unterseite geöffnet. Über zwei Leitungen kann der Behälter be- oder entlüftet werden. Auf diese Weise kann der Wasserstand im größeren Behälter variiert werden. Auf einem Podest oberhalb des Wasserbehälters ist eine Waage angeordnet, die das Gewicht des Verdampfers bestimmt, der an einer Halterung vollständig ins Wasser eingetaucht ist. Wird nun das Entlüftungsventil des Luftbehälters geöffnet, verringert sich schlagartig der Flüssigkeitsstand im Wasserbehälter. Mittels der Waage kann dann die Gewichtsabnahme des abtropfenden Verdampfers aufgezeichnet werden.

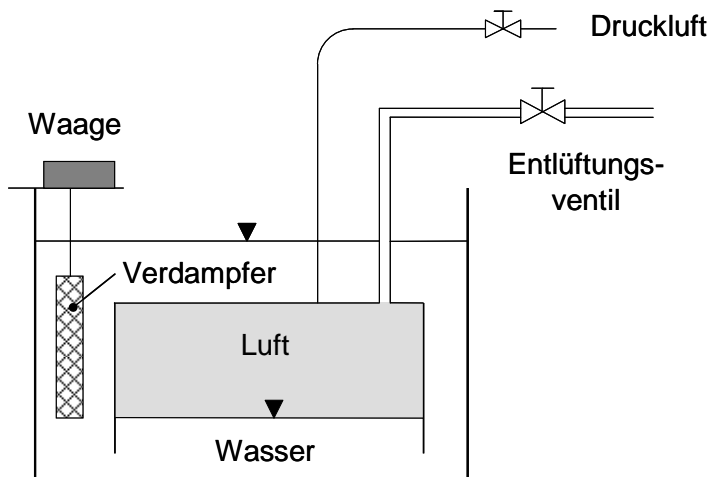


Abb. 25: Versuchsaufbau des dynamischen Eintauchverfahrens (nach Zhong /34/).

Gegenüber dem Verfahren nach Zang et al. ist das schnelle Entfernen des Verdampfers aus der benetzenden Wasserumgebung der größte Unterschied. Nach Aussage der Forscher eignet sich daher das dynamische Eintauchverfahren besonders, um den zeitlichen Verlauf des Abtropfprozesses wiederzugeben.

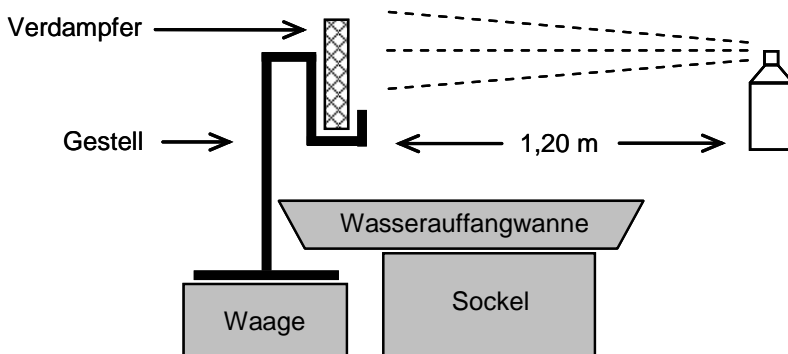
Um die Ergebnisse des dynamischen Eintauchverfahrens zu überprüfen, führten Zhong et al. Referenztests durch. Hierbei wurde die Benetzung des Verdampfers durch das Abkühlen eines warmen, feuchten Luftstromes herbeigeführt. Der Prüfling wurde dabei mit einem gekühlten Glykol-Massenstrom beaufschlagt. Das gespeicherte Wasser wurde wie beim Eintauchen ebenfalls mit einer Waage bestimmt. Bei dem Vergleich der Ergebnisse der unterschiedlichen Testverfahren konnte keine quantitative, wohl aber eine qualitative Übereinstimmung nachgewiesen werden. Das heißt, eine Einordnung unterschiedlicher Verdampfer bezüglich ihrer Wasserspeicherung, die durch die Methode der Benetzung im Luftkanal vorgenommen wurde, konnte auch durch das dynamische Eintauchverfahren wiedergegeben werden.

5.2 Sprühtest

Im Rahmen der Diskussion der deutschen Fahrzeughersteller über ein einheitliches Testverfahren zur Bestimmung der gespeicherten Wassermenge in Pkw-Verdampfern wurde 2005 ein so genannter Sprühtest vorgeschlagen.

Der Testaufbau besteht aus einem Metallgestell, welches sich auf einer Waage befindet und der Aufnahme des zu prüfenden, senkrecht stehenden Verdampfers dient. Dabei dürfen die Tragarme des Gestells den Verdampfer ausschließlich an der Unterseite berühren. Unterhalb des Verdampfers befindet sich eine Auffangwanne. Abb. 26 zeigt diesen Versuchsaufbau in einer Prinzipskizze.

Nachdem das Trockengewicht von Metallgestell und Verdampfer bestimmt wurde, kann mit der Testdurchführung begonnen werden. Dazu wird die Stirnfläche des Verdampfers mit Wasser besprüht. Vorgegeben sind dabei Wassermenge, Sprühabstand, Druck in der Sprüheinrichtung und Durchmesser des Sprühkegels. Sofort nach dem vollständigen Versprühen der vorgegebenen Wassermenge (1 Liter destilliertes Wasser) wird eine Zeitmessung gestartet. Nach Ablauf von fünf Minuten wird die durch die Waage angezeigte Restwassermenge im Verdampfer protokolliert. Damit ist die erste Messung der Testreihe beendet. Der Verdampfer wird für die nächste Messung vorbereitet, indem durch kräftiges manuelles Schütteln das verbliebene Wasser im Prüfling entfernt wird. Eine danach noch vorhandene geringe Restwassermenge wurde in der Durchführungsanweisung als akzep-



Bei einem Verfahren dieser Art kann, wie auch bei einem einfachen Eintauchtest, die Einbaulage des Verdampfers nicht berücksichtigt werden. Das beschriebene Verfahren liefert zwar reproduzierbare Werte für die Speicherung von Wasser unter den gegebenen Voraussetzungen, jedoch finden die wirklichen Bedingungen bei der Kondensation von Luftfeuchtigkeit auf einer kalten Oberfläche keine Berücksichtigung. Beim Sprühtest erfolgt die Benetzung des Prüflings, indem über die Stirnseite Wassertropfen in den Verdampfer geschleudert werden. Die Lamellen werden also nicht über die gesamte Bautiefe mit Wassertropfchen beaufschlagt. Im Gegensatz dazu bildet sich im Betrieb des Verdampfers auf der gesamten Bautiefe der Lamellen Kondensat.

In ihrer Arbeit über die Speicherung von Wasser in einem Pkw-Verdampfer stellten Zang et al. /55/ neben dem Eintauchtest mit Vorrichtung auch ein Testverfahren vor, bei dem die Benetzung der Verdampferoberfläche durch die Kondensation von Luftfeuchtigkeit erfolgt.

Bei diesem Testverfahren wird der Verdampfer in einem Luftkanal einem feuchten Luftvolumenstrom ausgesetzt. Die Luftaufbereitung besteht aus einem regelbaren Ventilator, einem Heizelement und einem Dampfbefeuchter. Damit ist es möglich, einen hohen Was-

sergehalt in der Luft zu erreichen. Auf der Kältemittelseite des Verdampfers wurde eine starke Vereinfachung getroffen, indem der Verdampfer nicht mit Kältemittel, sondern mit einem Wasser/Glykol-Gemisch durchströmt wurde.

Im Test wird der Prüfling längere Zeit bei konstanten Bedingungen betrieben. Danach wird der Luft- und Glykolvolumenstrom abgestellt und der Verdampfer aus dem Testaufbau demontiert. Dabei wird eine Auffangwanne unter den Verdampfer geschoben, um auch das bei der Demontage abtropfende Kondensat berücksichtigen zu können. Der demontierte Verdampfer wird mitsamt der Wanne gewogen. Zieht man von dem ermittelten Wert das Trockengewicht der Komponenten ab, erhält man das zum Zeitpunkt des Abstellens der Anlage gespeicherte Kondensat.

Von allen hier vorgestellten Testverfahren kommt diese Methode den wirklichen Bedingungen beim Betrieb der Klimaanlage am nächsten. Die Benetzung der Oberfläche des zu untersuchenden Verdampfers erfolgt hier, wie auch im realen Betrieb, durch die Kondensation von Feuchtigkeit aus der Luft. Allerdings kann es bei lokal sehr geringen Luftgeschwindigkeiten bei einem mit Kältemittel beaufschlagten Verdampfer zu einer lokalen Vereisung kommen, die die gespeicherte Kondensatmenge in einem Verdampfer erhöhen kann. Dieser Effekt findet bei dem hier vorgestellten Messverfahren keine Berücksichtigung, da hier der Verdampfer mit gekühltem Wasser/Glykol-Gemisch durchströmt und somit als Luftkühler betrieben wird. Analog zu den anderen veröffentlichten Verfahren kann auch diese Methode nicht zur Ermittlung gespeicherten Wassers im Klimagerät herangezogen werden. Auch hier macht die Messmethode eine Wägung des benetzten Verdampfers unumgänglich. Diese kann im eingebauten Zustand des Bauteils nicht durchgeführt werden.

6 Testverfahren zur Ermittlung des gespeicherten Wassers durch Trocknung

Die realen Verhältnisse bei der Speicherung von Wasser im Verdampfer bzw. im Klimagerät können durch ein Testverfahren nur dann wiedergegeben werden, wenn auch dabei die Benetzung des Verdampfers tatsächlich über Kondensation von Feuchtigkeit aus der Luft erfolgt. Im einfachsten Fall, bei ausschließlicher Betrachtung des Verdampfers an sich, wird die gespeicherte Kondensatmasse aus der Gewichts Differenz des benetzten und des trockenen Verdampfers ermittelt. Beim Betrieb des Verdampfers am Prüfstand wird die gesamte Luftoberfläche homogen mit Luft beaufschlagt. Im Klimagerät sind die Anströmverhältnisse durch die Bauraumrestriktionen meist sehr inhomogen und es können sich lokal stark unterschiedliche Geschwindigkeitsprofile ausbilden. Da der Transport des Kondensates über die Lamellenfläche essentiell von den durch die Luftgeschwindigkeit verursachten Schubkräften abhängt, kann sich eine Veränderung in der Luftgeschwindigkeit auf die Speicherung von Wasser in Verdampfer auswirken. Vor diesem Hintergrund wird deutlich, dass bei einer ausschließlichen Betrachtung des Verdampfers bezüglich der Wasserspeicherung nicht die im wahren Betrieb auftretenden Bedingungen repräsentiert werden.

Nur ein Testverfahren, das am Klimagerät durchführbar ist, berücksichtigt die tatsächlichen Bedingungen im Betrieb des Verdampfers und macht außerdem Maßnahmen zur Verminderung der Wasserspeicherung quantifizierbar, die nicht am Verdampfer ansetzen. Eine solche Testmethodik ist in der Literatur bisher nicht bekannt. Diese Lücke schließt das in diesem Abschnitt erläuterte Verfahren. Darüber hinaus lässt sich dieses neue Verfahren auch zur Quantifizierung der Wasserspeicherung von vollständig im Fahrzeug verbauten Klimageräten anwenden.

Theoretischen Überlegungen zufolge sollte es möglich sein, das gespeicherte Kondensat bei einem Trocknungsvorgang des Klimagerätes aus den Veränderungen der Feuchte des dazu verwendeten Luftvolumenstromes zu ermitteln. Um dies nachzuweisen, wurden zunächst Werte für die Wasserspeicherung von Verdampfern unter verschiedenen Bedingungen nach der Methode des Auswiegens ermittelt. Diese, als Referenz anzusehenden Werte, wurden dann denen bei der Trocknungsmethode ermittelten gegenüber gestellt. Nachdem das Trocknungsverfahren als gesichert angesehen werden konnte, kam es bei der Messung von vollständigen Klimageräten und schließlich im Pkw zum Einsatz.

6.1 Verwendete Versuchseinrichtungen

Um den zu prüfenden Verdampfer bzw. das Klimagerät außerhalb des Pkw betreiben zu können, wurde eine Einrichtung zur Luftkonditionierung und ein externer Kältekreislauf benötigt.

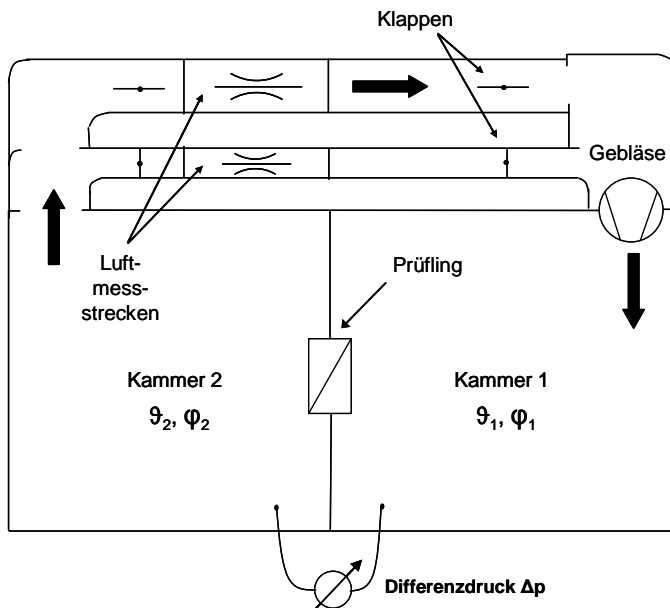


Abb. 27: Prüfstand zur Messung von Pkw-Wärmeübertragern (Zwei-Kammer-Aufbau), Prinzipskizze.

Die Einrichtungen zur Luftkonditionierung und Messung von Pkw-Klimaanlagenkomponenten werden üblicherweise in zwei Bauformen unterschieden. Beim Zwei-Kammer-Aufbau wird der Prüfling in der Trennwand zwischen beiden Kammern positioniert und mit einem zirkulierenden Luftstrom beaufschlagt, Abb. 27 zeigt eine solche Einrichtung in einer Prinzipskizze. Dabei kann Kammer 1 unterschiedlich konditioniert werden. Beim frei ausblasenden Aufbau wird Luft aus der Umgebung angesaugt, konditioniert und wieder in die Umgebung ausgeblasen. Die prinzipielle Anordnung einer solchen Einrichtung zeigt Abb. 28. Der größte Teil der Versuche im Rahmen dieser Arbeit wurde an einem frei ausblasenden Aufbau vorgenommen. Entscheidend für die Auswahl dieses Typs war die Zugänglichkeit zum Verdampfer während des Betriebs, ohne den Luftstrom zu stören. Allerdings wurde das entwickelte Verfahren auch an einem Zwei-Kammer-Aufbau durchgeführt und die Praktikabilität nachgewiesen.

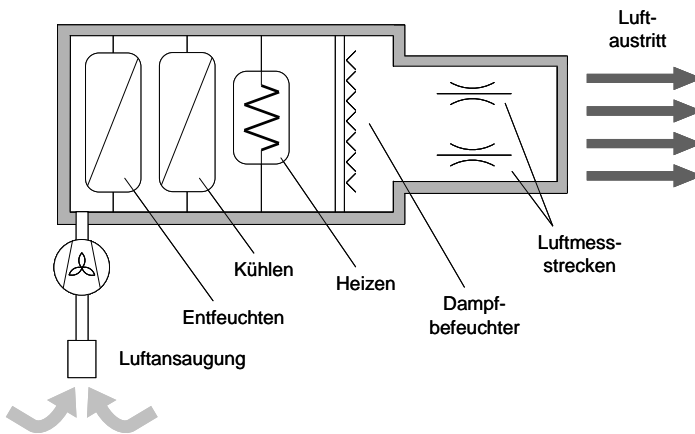


Abb. 28: Frei abblasende Luftaufbereitungseinrichtung zur Prüfung von Pkw-Klimakomponenten, Prinzipskizze.

Die verwendete Luftaufbereitung kann einen Luftvolumenstrom von 80 bis 800 m³/h mit Temperaturen von -10 bis +60 °C und relativen Feuchtigkeiten zwischen 10 und 95 % zur Verfügung stellen. Dabei ist eine Änderungsgeschwindigkeit der Temperatur von 1 K/min möglich. Die Volumenstrombestimmung der Luft erfolgt über zwei Luftmessstrecken unterschiedlicher Größe. Die kleinere deckt den Messbereich von 80 bis 200 m³/h und die größere von 100 bis 800 m³/h ab.

Um den Verdampfer im Luftstrom betreiben zu können, war neben der Luftaufbereitung auch ein externer Kältekreislauf notwendig. Die verwendete Einrichtung beinhaltet einen vollständigen Kältekreislauf, dessen Pkw-Verdichter von einem Elektromotor angetrieben wird. Die internen Wärmeübertrager (Kondensator und Verdampfer) können mittels Ventilen abgesperrt und stattdessen externe Prüflinge angeschlossen werden. Ebenso kann der Verdichter gegen zu prüfende Exemplare getauscht werden. Bei den Versuchen zur Wasserspeicherung wurde ein unregelmäßiger Schrägscheibenverdichter mit einem Hubraum von 200 cm³ eingesetzt. Anstelle des internen Verdampfers wurde der zu untersuchende Verdampfer extern angeschlossen. Die Rückkühlung des Kältemittels erfolgte durch den integrierten Kondensator. Abb. 29 zeigt schematisch den Aufbau eines solchen externen Kältekreislaufs. Der Verdichterantrieb erlaubt Drehzahlen von 500 bis 9000 min⁻¹. Überhitzung und Unterkühlung des Kältemittels können mittels Wärmeübertrager zwischen 0

und 20 K eingeregelt werden. Die Heißgastemperierung erlaubt Temperaturen zwischen 60 und 150 °C.

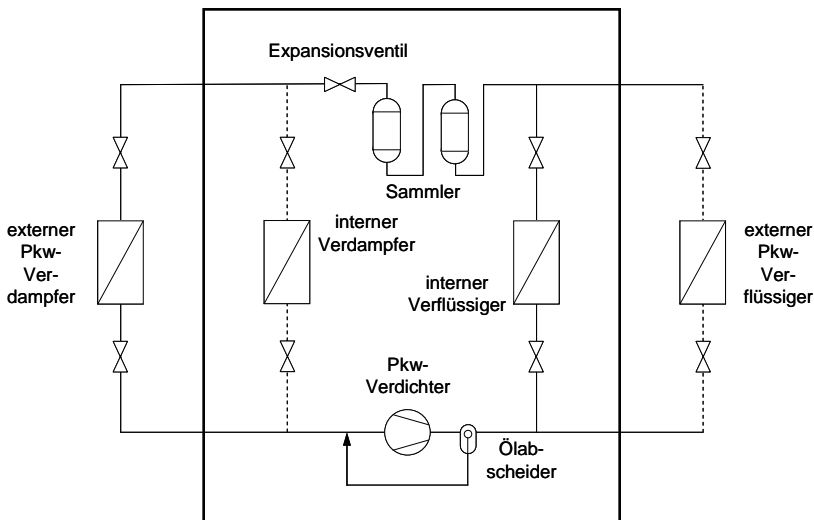


Abb. 29: Externer Pkw-Kältekreislauf zum Betreiben von Kältekreislaufkomponenten am Prüfstand.

6.2 Grundsatzuntersuchungen an einem Verdampfer

Wie eingangs schon erwähnt, galt es bei der Trocknungsmethode, das gespeicherte Kondensat aus den Veränderungen des Wassergehaltes des zum Trocknen verwendeten Luftstromes zu ermitteln. Es stellte sich heraus, dass ein besonderes Augenmerk auf den Versuchsaufbau, insbesondere die Anordnung der Feuchtesensoren, zu richten war. Außerdem galt es, die gewonnenen Messdaten in geeigneter Weise auszuwerten.

6.2.1 Versuchsaufbau

Kernstück des Versuchsaufbaus ist ein Luftkanal, in dessen Mitte der zu prüfende Verdampfer angeordnet ist. Der Luftkanal ist dabei so konstruiert, dass der Verdampfer seitlich eingeschoben und herausgezogen werden kann. Auf diese Weise wird der Aus- und Einbau des Verdampfers erleichtert, was besonders bei den Wiegeversuchen zum Tragen kam. Direkt nach dem Lufteintritt des Kanals ist eine Klappe angeordnet, durch die die Luftzufuhr zum Verdampfer unterbrochen und gleichzeitig der Kanal zur Umgebung hin geöffnet werden kann. Zwischen Klappe und Verdampfer befindet sich der zuluftseitige Luftfeuchtefühler. Dieser Sensor befindet sich mittig im Kanalquerschnitt, wobei angemerkt werden

muss, dass die genaue Positionierung unerheblich ist, da die Luftaufbereitung einen sehr homogenen Volumenstrom zur Verfügung stellt. Abluftseitig hinter dem Verdampfer befindet sich eine Wanne, in der das aus dem Verdampfer abfließende Wasser gesammelt wird. Vom tiefsten Punkt der Wanne geht ein Schlauch ab, in dem das Wasser zur Waage geleitet wird. Als Behälter für das Kondensat auf der Waage wird ein Glasgefäß eingesetzt, um jegliche Beeinflussung der elektronischen Waage durch statische Elektrizität auszuschließen. Abb. 30 zeigt eine Prinzipskizze des Versuchsaufbaus.

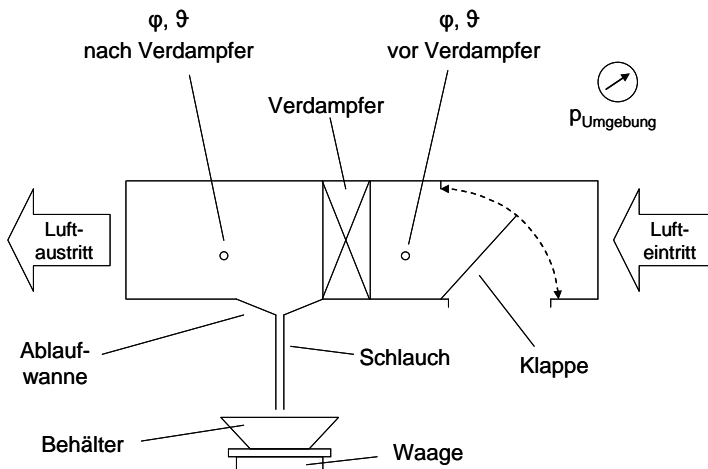


Abb. 30: Versuchsaufbau zur Ermittlung des gespeicherten Wassers in Pkw-Verdampfern mittels der Trocknungsmethode, Prinzipskizze.

6.2.2 Versuchsdurchführung

Die Durchführung der Versuche am Verdampfer gliedert sich in drei Abschnitte. Im ersten Abschnitt werden stationäre Bedingungen des Kältekreislaufs abgewartet und während des Betriebes des Verdampfers findet die Benetzung der Oberfläche durch das abgeschiedene Kondensat statt. Zu Beginn des zweiten Abschnitts wird der Luft- und Kältemittelmassenstrom unterbrochen und es folgt eine definierte Wartezeit. Im letzten Abschnitt erfolgt die eigentliche Bestimmung des gespeicherten Kondensates, in einem Fall durch Ausbau und Wägung des Verdampfers und im anderen Fall durch einen Trocknungsvorgang.

Zur Benetzung mit Kondensat wurde der zu untersuchende Verdampfer im Kältekreislauf betrieben. Die Parameter des Kältekreislaufes wurden analog zu den bei der Leistungsmessung von Verdampfern üblichen Einstellungen gewählt. So können später bei einer Lastenheft-

überprüfung Verdampferleistung und Wasserspeicherung im selben Testdurchlauf ermittelt werden. Folgende Parameter⁷ wurden gewählt:

Kältemitteldruck vor Expansionsventil:	16 bar
Kältemitteldruck nach Verdampfer:	3 bar
Unterkühlung vor Expansionsventil:	5 K
Überhitzung nach Verdampfer:	5 K

Maßgeblich für die Betrachtung der Wasserabscheidung am Verdampfer ist der Außenluftbetrieb, weil in der Praxis nur in dieser Betriebsart dem Verdampfer über längere Zeiträume Luft mit hohem Wassergehalt zugeführt wird. Daher wurden auf der Luftseite die Massenströme so gewählt, dass damit der für den Außenluftbetrieb sinnvolle Bereich in vier Stufen abgedeckt werden konnte. Bei folgenden Luftmassenströmen wurden Versuche unternommen: 240 kg/h, 360 kg/h, 480 kg/h und 600 kg/h.

In DIN 1946 Teil 3 /1/ werden Luftmassenströme von 300 – 720 kg/h als Richtwert für den Klimaanlagebetrieb genannt. Diese Angaben gelten allerdings für den Umluftbetrieb. Im Außenluftbetrieb, der für die Wasserabscheidung entscheidend ist, sind die relevanten Luftmassenströme geringer. Dies zeigt beispielsweise ein Diagramm von Großmann /31/, in dem die Wasserabscheidung eines Verdampfers über dem Luftmassenstrom und der Motordrehzahl aufgetragen ist. Es werden dort Werte für Luftmassenströme zwischen 240 kg/h und 600 kg/h angegeben.

Erst wenn vom Erreichen der maximalen Wasserspeicherung ausgegangen werden konnte, wurde der Test gestartet. Gemäß der Gleichung in Abschnitt 3.3 kann mit dem zu erwartenden Kondensatmassenstrom und einer angenommenen maximalen Speichermenge die Laufzeit bis zum Erreichen dieser Menge abgeschätzt werden. Diese Laufzeit zählt allerdings erst, wenn sich ein konstanter Abwasserstrom eingestellt hat, da für das Modellsystem in der Gleichung konstante Verhältnisse angenommen wurden.

Um die Einhaltung der Kältekreisparameter und den konstanten Kondensatablauf zu dokumentieren, wurden diese Werte nach Testbeginn zehn Minuten lang vom Messsystem aufgezeichnet. Nach Ablauf dieser Zeit wurde der Luftstrom über den Verdampfer mittels der Klappe in der Zarge unterbrochen. Gleichzeitig wurde der Kältekreislauf abgeschaltet und die Kältemittelleitungen zum Verdampfer durch Ventile verschlossen. Auf diese Weise

⁷ Festlegung durch interne Prüfvorschriften

wurde verhindert, dass das Versuchsergebnis durch nachträglich gebildetes Kondensat, hervorgerufen durch noch nachverdampfendes flüssiges Kältemittel, verfälscht wurde.

Nach der Unterbrechung des Luftstromes durch die Klappe, wurde eine Stillstandszeit von zehn Minuten abgewartet. Die Festlegung auf diese Zeitspanne erfolgte, weil diese zur Vorbereitung der Entnahme des Verdampfers aus dem Versuchsaufbau benötigt wurde. Nach Ablauf der Zeit wurde der Verdampfer aus der Zarge entnommen, in einen wasserdichten Beutel verbracht und gewogen. Obwohl die Demontage des Verdampfers nur für die Wiegemessungen notwendig war, wurde diese Stillstandszeit allgemein für alle Tests (Verdampfer, Klimagerät, Pkw) festgelegt. Dadurch herrschten bei allen Tests vergleichbare Ausgangsbedingungen. Es wurde schon erwähnt, dass beim lamellenlosen Verdampfer ein anderes zeitliches Ablaufverhalten als bei konventionellen Verdampfern festgestellt wurde. Wird dieses Verhalten vom Pkw-Hersteller als erstrebenswert angesehen, sollte ein längerer Zeitraum für die Stillstandszeit angesetzt werden. Auf diese Weise könnten die Stärken einer solchen unkonventionellen Konstruktion durch den Versuch herausgestellt werden.

Nach Ablauf der Stillstandszeit wurde die Klappe an der Zarge wieder geöffnet, um den Luftstrom über den Verdampfer strömen zu lassen. Durch den Impuls der Luft wurde anfangs noch Kondensat aus dem Verdampfer gedrückt, welches durch den Wasserablauf der Zarge auf die Waage tropfte. Sobald dort kein Wasser mehr abtropfte, wurde der Ablauf mit einem geeigneten Stopfen verschlossen. Auf diese Weise wurde verhindert, dass während des anschließenden Trocknungsvorganges über diesen Weg ein Teil der über den Verdampfer geleiteten Luft abströmte und nicht vom Messsystem erfasst wurde. Unmittelbar vor Beendigung der Messwertaufzeichnung wurde der Stopfen für kurze Zeit entfernt, um noch später abgetropfte Wasserreste auf der Waage erfassen zu können.

Während des Trocknungsvorganges konnte der Fortschritt der Trocknung anhand des Wassergehaltes der Luft vor und hinter dem Verdampfer bis zu dessen vollständiger Trocknung beobachtet werden. Sobald keine Differenz zwischen diesen beiden Werten mehr festzustellen war, wurde die Messung beendet.

6.2.3 Bestimmung des gespeicherten Wassers durch Wiegen

Die Masse des gespeicherten Wassers wurde ermittelt, indem vom Gewicht des benetzten Verdampfers das im trockenen Zustand ermittelte Gewicht subtrahiert wurde. Die Genauigkeit des Ergebnisses hängt dabei entscheidend von der Sorgfalt beim Ausbau des Verdampfers ab. Erschütterungen des Prüfaufbaus sind nach Möglichkeit zu vermeiden, um nicht durch eingebrachte Beschleunigungskräfte Teile des gespeicherten Wassers aus dem Ver-

dampfer zu entfernen. Um dieser Forderung nachzukommen, ist schon bei der Konstruktion des Luftkanals eine einfache Demontage des Verdampfers berücksichtigt worden. Der Verdampfer wird dabei mit dauerelastischer Dichtmasse in einem Hilfsrahmen befestigt, der seitlich in den Luftkanal eingeschoben und wieder herausgezogen werden kann.

6.2.4 Bestimmung des gespeicherten Wassers durch Trocknung

Das Messergebnis bei der Bestimmung der gespeicherten Wassermasse durch das Trocknungsverfahren ist die Summe aus dem mechanisch ausgestoßenen und dem verdunsteten Anteil.

$$m_{\text{gesp}} = m_{W, \text{Trocknung}} + m_{W, \text{Waage}} \quad \text{Gl. 17}$$

Bei dem mechanisch bewegten Anteil handelt es sich um die Wassermenge, die durch den Luftimpuls bei der erneuten Luftbeaufschlagung nach der Stillstandszeit aus dem Verdampfer gedrückt wird. Ermittelt wird diese Menge mit Hilfe der Abwasserwaage anhand der Differenz der Massen nach der Stillstandszeit und bei Testende. Abb. 31 zeigt die relevante Massendifferenz im Messschrieb der Waage, wobei die angefallene Abwassermasse über die Zeit aufgetragen wurde.

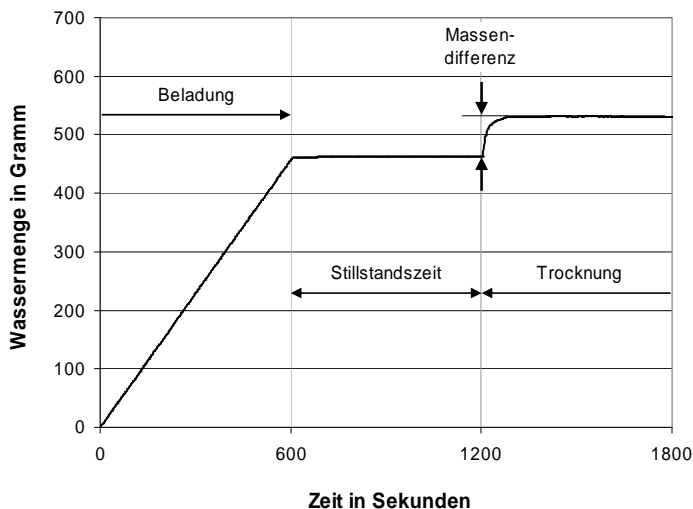


Abb. 31: Masse des Abwassers in Abhängigkeit von der Zeit

Die Bestimmung des getrockneten Anteils fußt auf der Erfassung des Wassergehaltes der Luft vor und hinter dem Verdampfer. Der Wassergehalt x in der Einheit

$\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}$ lässt sich aus der relativen Luftfeuchte φ , dem Sättigungsdruck p_s und dem Gesamtdruck p_0 bestimmen:

$$x = 0,622 \cdot \left(\frac{p_s \cdot \varphi}{p_0 - p_s \cdot \varphi} \right) \quad \text{Gl. 18}$$

Der Sättigungsdruck ist eine Funktion der Temperatur und kann bis ca. 40 °C näherungsweise nach folgender Formel berechnet werden /56/. Dabei ist die Temperatur in der Einheit °C einzusetzen und das Ergebnis trägt die Einheit Pa.

$$p_s = \left(\frac{p}{100} + 1,098 \right)^{8,02} \cdot 288,68 \quad \text{Gl. 19}$$

Da der Gesamtdruck während eines Versuchs als konstant angenommen werden kann und der Sättigungsdruck ausschließlich von der Temperatur abhängt, ist der Wassergehalt eine Funktion aus der relativen Feuchte und der Temperatur. Den Verlauf dieser Werte während eines Trocknungsversuchs bei einem Massenstrom von 600 kg/h, einer Temperatur von 30 °C und einer relativen Feuchte von 50 % zeigt Abb. 32. Zu Beginn der Datenaufzeichnung verlaufen die vor dem Verdampfer gemessenen Werte bei 50 % r.F. und 30 °C. Die leichte Welligkeit der Feuchte-Kurve ergibt sich aus dem Regelverhalten der Luftaufbereitungseinrichtung. Nach der Unterbrechung der Luftzufuhr zum Verdampfer bei 600 Sekunden fällt die Feuchte-Kurve sofort ab, um dann langsam wieder anzusteigen. Der Grund für den Abfall liegt in der plötzlichen Unterbrechung der Anströmung. Dem Raum, der den Sensor umgibt, wird keine Feuchtigkeit mehr zugeführt und es stellt sich eine neue, geringere relative Luftfeuchte ein. Der nachfolgende Anstieg der Feuchte-Kurve liegt im Rückgang der Temperatur begründet, weil auf diese Weise auch der Sättigungsdruck der Luft sinkt. Bei gleich bleibendem Dampfdruck wird die relative Feuchte, die als Quotient aus Dampfdruck und Sättigungsdruck definiert ist, größer. Nach dem erneuten Aufbringen des Luftstromes passen sich die Werte von Feuchte und Temperatur vor dem Verdampfer schnell den Zuständen des Luftstromes an. Die bei 1600 Sekunden auftretende Unregelmäßigkeit der Feuchte- und Temperaturkurve ist auf eine Eigenart des verwendeten Messfühlers zurückzuführen. Beim Unterschreiten einer relativen Feuchte von 9 % wird eine automatische Kalibrierung durchgeführt, indem der Sensor kurz aufgeheizt wird.

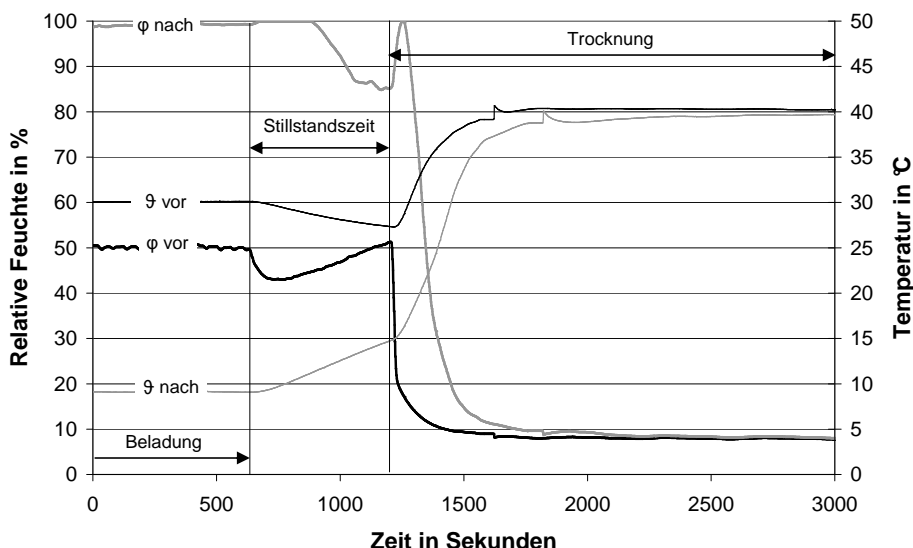


Abb. 32: Temperatur und rel. Feuchte vor und hinter dem Verdampfer in Abhängigkeit von der Zeit bei einem Trocknungsversuch ($\dot{m} = 600 \text{ kg/h}$, $\vartheta = 30 \text{ °C}$, $\varphi = 50 \text{ %}$).

Die Werte für Temperatur und relative Feuchte nach dem Verdampfer werden zu Beginn der Datenaufzeichnung von der Abkühlung des Luftstromes durch den Verdampfer bestimmt. Es ergibt sich eine Temperatur von 8 °C bei einer relativen Feuchte von 98 % . Mit der Unterbrechung des Luftstromes und dem Abschalten der Kälteerzeugung steigt die Temperatur nach Verdampfer, weil der Luftkanal von der Umgebung erwärmt wird. Durch den damit verbundenen Anstieg des Sättigungsdruckes wäre ein Rückgang der relativen Feuchte zu erwarten. Tatsächlich steigt die Feuchte-Kurve aber nach Unterbrechung der Luftzufuhr auf 100 % an und verharrt dort ca. 200 Sekunden . Dieses Verhalten begründet sich mit der Positionierung des Sensors, der sich oberhalb der Ablaufwanne befindet. Solange sich Wasser in der Wanne befindet, ist die Luft darüber gesättigt. Nachdem kein weiteres Kondensat aus dem Verdampfer abtropft und die Ablaufwanne kein Wasser mehr enthält, stellt sich schnell eine niedrigere relative Feuchte ein, was zu dem starken Abfall der Feuchte-Kurve bei 900 Sekunden führt. Der anschließende langsame Rückgang hängt mit dem kontinuierlichen Anstieg der Temperatur und der damit einhergehenden Zunahme des Sättigungsdruckes zusammen. Beim erneuten Aufbringen des Luftstromes nach der Stillstandsphase steigt die relative Feuchte sofort stark an, weil mit dem Luftstrom das gespeicherte Wasser den Verdampfer verlässt. Mit zunehmender Trocknung nimmt die

relative Feuchte ab und nähert sich dem vor dem Verdampfer gemessenen Wert an. Die Temperatur nach dem Verdampfer steigt nach dem Aufbringen des Luftstromes sehr viel stärker als während der Stillstandsphase und nähert sich während der Trocknung der Temperatur vor dem Verdampfer an.

Aus den Messwerten für Temperatur und Feuchte vor und nach dem Verdampfer ergeben sich die Verläufe für den Wassergehalt der Luft an diesen Positionen, die in Abb. 33 gezeigt werden.

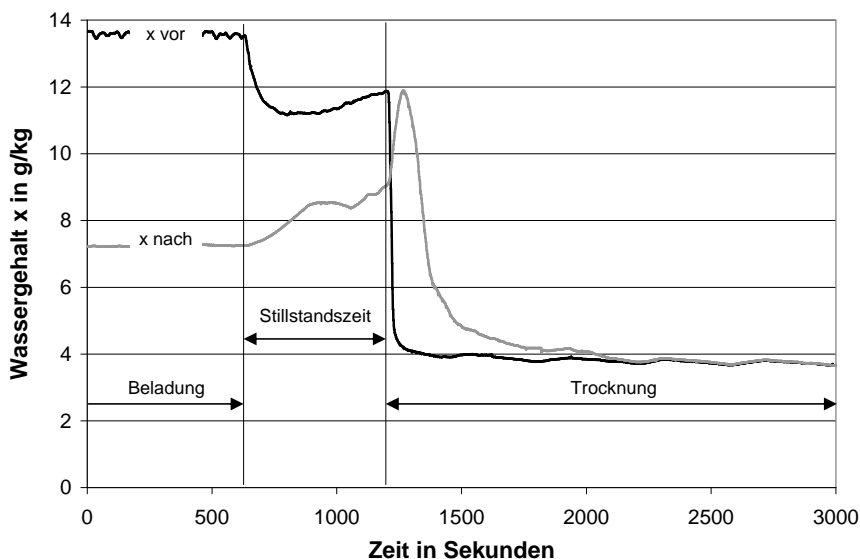


Abb. 33: Wassergehalt vor und hinter dem Verdampfer in Abhängigkeit von der Zeit bei einem Trocknungsversuch ($\dot{m} = 600 \text{ kg/h}$, $\vartheta = 30 \text{ °C}$, $\varphi = 50 \text{ \%}$).

Die Differenz des Wassergehaltes vor und nach dem Verdampfer wird mit Δx bezeichnet (Gl. 20).

$$\Delta x = x_{\text{vor}} - x_{\text{nach}} \quad \text{Gl. 20}$$

Diese ist so definiert, dass ein positiver Wert einer Benetzung des Verdampfers durch die Luft entspricht. Dieser Fall ergibt sich im Betrieb des Verdampfers, wenn sich die Feuchtigkeit aus einem Luftstrom auf der kalten Verdampferoberfläche niederschlägt. Der

Wassergehalt ist dann vor dem Verdampfer höher als dahinter. Im umgekehrten Fall, d.h. bei niedrigerem Wassergehalt vor dem Verdampfer als dahinter, ergibt sich eine Differenz mit negativem Vorzeichen. Zu diesem Zustand kommt es im Stillstand des Kältekreises bei der Trocknung der nassen Verdampferoberfläche durch einen Luftstrom.

Den aus der Differenz des Wassergehaltes vor und nach dem Verdampfer resultierenden Verlauf des Δx zeigt Abb. 34.

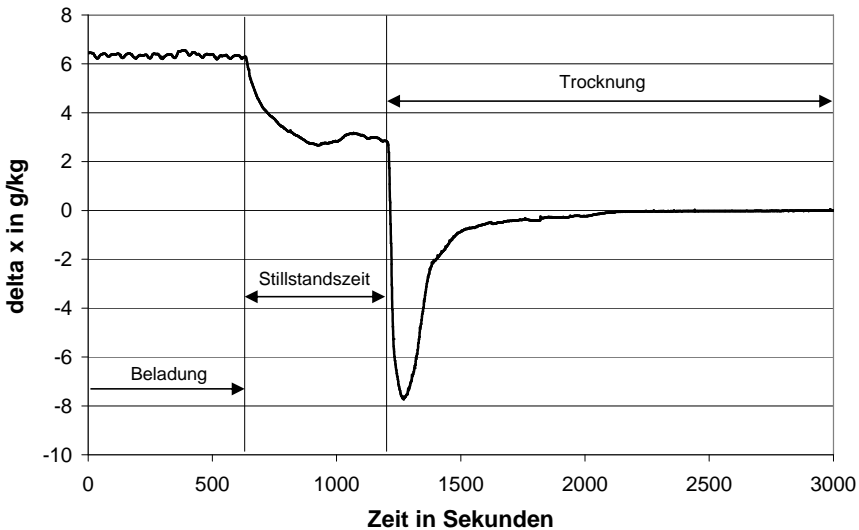


Abb. 34: Differenz des Wassergehaltes in Abhängigkeit von der Zeit bei einem Trocknungsversuch ($\dot{m} = 600 \text{ kg/h}$, $\vartheta = 30 \text{ °C}$, $\phi = 50 \text{ \%}$).

Durch Multiplikation der Differenz des Wassergehaltes Δx zu einem bestimmten Zeitpunkt mit dem entsprechenden Massenstrom der trockenen Luft kann die in diesem Zeitraum aus dem Verdampfer getrocknete Wassermenge ermittelt werden. Damit ergibt sich die Gesamtmasse des getrockneten Anteils aus dem Integral dieser Funktion vom Zeitpunkt des Beginns des Trocknungsvorgangs (t_1) bis zu dessen Ende (t_2). Gl. 21 zeigt diesen Zusammenhang.

$$m_{W, \text{Trocknung}} = \int_{t_1}^{t_2} \Delta x(t) \cdot \dot{m}_{L, tr.}(t) \cdot dt \quad \text{Gl. 21}$$

Abb. 35 zeigt dieses Integral exemplarisch in den relevanten Grenzen als schraffierte Fläche.

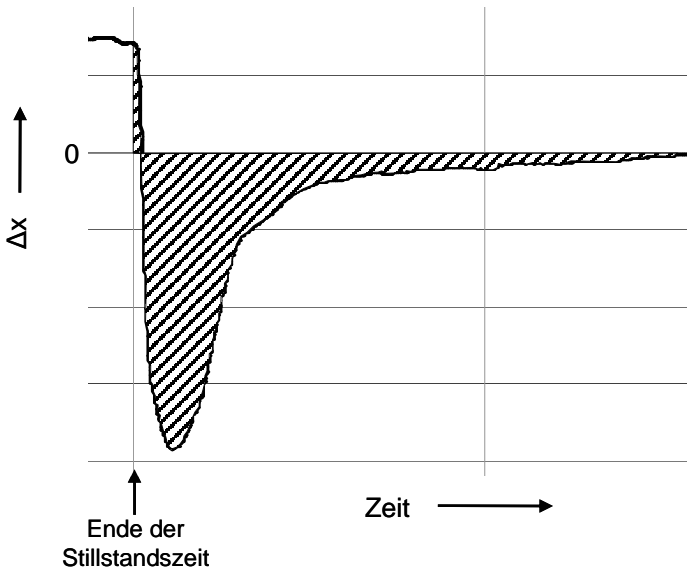


Abb. 35: Exemplarische Ansicht des Δx -Integrals als schraffierte Fläche.

In der Auswertung der Versuchsdaten war es praktikabel, nicht direkt mit dem Integral der Funktion, sondern mit einer Summation von Einzelwerten zu arbeiten:

$$m_{W, \text{Trocknung}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta x_i \cdot \dot{m}_{L, tr, i} \cdot \Delta t_i \quad \text{Gl. 22}$$

Es wurde für jede Sekunde des Trocknungsvorganges das Δx mit der in diesem Zeitraum über den Verdampfer geströmten trockenen Luftmenge multipliziert. Diese Einzelwerte wurden dann für den betrachteten Zeitraum aufaddiert und ergaben damit den getrockneten Wasseranteil. Der vollständige Berechnungsgang zur Bestimmung des gespeicherten Wassers aus den gemessenen Werten findet sich im Berechnungsanhang. Laut einer Betrachtung der Fehlerfortpflanzung an einem exemplarischen Punkt lassen sich damit die Werte für den getrockneten Wasseranteil mit einer Genauigkeit von $\pm 5 \%$ ermitteln. Im Anhang unter dem Abschnitt „Fehlermöglichkeiten“ ist die entsprechende Fehlerfortpflanzungsrechnung ausführlich dargestellt.

6.2.5 Analyse des Trocknungsprozesses

Der Theorie nach beginnt die Trocknung des Verdampfers mit dem Aufbringen des warmen, trockenen Luftstroms nach dem Ende der Stillstandszeit. Der vor dem Verdampfer positionierte Feuchtesensor wird dabei mit Luft, die einen niedrigen Wassergehalt aufweist, beaufschlagt. Beim Durchgang durch den benetzten Verdampfer nimmt der Luftstrom Feuchtigkeit auf, dadurch erhöht sich der Wassergehalt der Luft. Der Definition nach liegt damit ein negatives Δx vor. Ab dem Zeitpunkt, an dem vor und hinter dem Prüfling der gleiche Wassergehalt der Luft gemessen wird (d.h. $\Delta x = 0$), ist der Trocknungsvorgang als beendet anzusehen.

Trägheit der Feuchtemessung

Beim Trocknungsvorgang verläuft die Änderung der Luftfeuchten sehr dynamisch. Da Luftfeuchtesensoren im Gegensatz zu z.B. Temperatur- oder Drucksensoren eine höhere Trägheit aufweisen, wurde vermutet, dass die tatsächliche Dynamik der Feuchteänderung durch diese Messung nur unvollständig wiedergegeben werden kann. Um dies zu untersuchen, wurden bei der Messung eines Trocknungsvorganges neben der Messung der Luftfeuchte über Sensoren zusätzlich Luftproben genommen, deren Wassergehalt im Nachhinein bestimmt wurde. Auf diese Weise konnte der gemessene Verlauf des Δx mit dem tatsächlichen Verlauf verglichen werden.

Während der Trocknung wurden zu definierten Zeitpunkten Beutel aus Kunststoffolie an der Abströmseite des Verdampfers mit Luft gefüllt und sofort dicht verschlossen. In aufwändigeren Messaufbauten kann die Probennahme auch automatisch über eine Vorrichtung (Pumpe) erfolgen. Somit können auch aus sehr kleinen Öffnungen Proben genommen werden, ohne dass der zu untersuchende Luftstrom dadurch beeinflusst wird.

Zur Analyse der Luftproben wird der die Probe einschließende Behälter vorsichtig geöffnet, bis ein Luftfeuchtesensor in den Behälter eingeführt werden kann. Danach ist die Probe sofort wieder luftdicht zu verschließen. Wenn der Fühler im Behälter Beharrung angenommen hat, kann der Messwert aufgenommen werden. Viele marktgängige Feuchtesensoren ermöglichen zusätzlich eine Temperaturmessung, sodass aus diesen Werten der Wassergehalt berechnet werden kann. Die Berechnung erfolgt gemäß der Gleichungen Gl. 18 und Gl. 19.

Der Vergleich beider Messmethoden wurde bei einem Versuch mit einem Luftmassenstrom von 360 kg/h mit einer Temperatur von 30 °C und einer relativen Feuchte von 50 % durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abb. 36 dargestellt. Die durch die kontinuierliche Prüfstands-

messung ermittelte Differenz des Wassergehaltes ist dabei als Kurve dargestellt, während die Ergebnisse der Luftprobenmessung als einzelne Punkte darüber gelegt sind. Es zeigt sich, dass durch die Prüfstandsmesswerte in den ersten drei Minuten eine zu große Wassergehaltendifferenz ermittelt wird. Das auf Basis dieser Messwerte bestimmte Integral ist damit ebenfalls zu groß. Die Auswertung würde daher eine größere Menge gespeichertes Wasser ergeben als tatsächlich vorhanden ist.

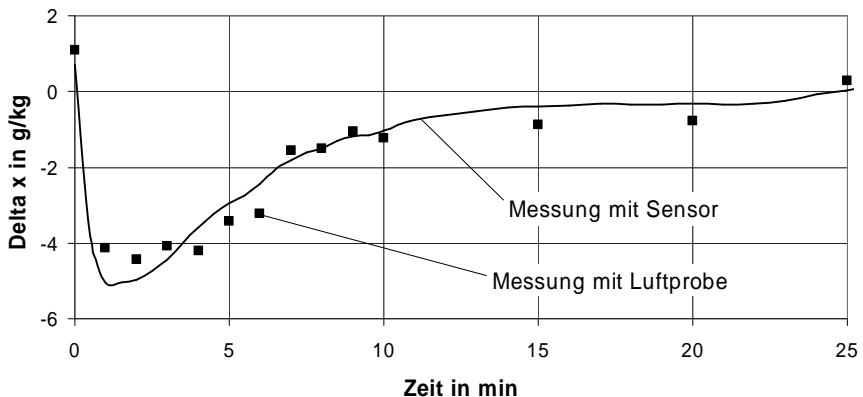


Abb. 36: Vergleich des durch Sensormesswerte und Luftproben ermittelten Verlaufs von Δx in Abhängigkeit von der Zeit (Versuchsbedingungen: $\dot{m} = 360 \text{ kg/h}$, $\vartheta = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50 \text{ \%}$).

Offenbar resultiert die Abweichung aus dem Abklingverhalten des Luftfeuchtesensors nach dem Verdampfer. Zu Beginn des Trocknungsvorganges wird dieser Sensor mit einer sehr hohen relativen Luftfeuchte beaufschlagt. Während die tatsächliche relative Luftfeuchte nach dem Verdampfer schnell wieder zurückgeht, reagiert der Feuchtesensor mit Verzögerung. Weil der Temperaturanstieg an gleicher Messposition mit sehr viel geringerer Verzögerung ermittelt wird, fällt der aus Temperatur und Luftfeuchte berechnete Wassergehalt zu groß aus.

Um diese These zu überprüfen, wurde das Abklingverhalten eines am Prüfstand verwendeten Luftfeuchtesensors untersucht. Dazu wurde der Sensor in einem Behälter luftdicht eingeschlossen. Die relative Feuchte der Luft betrug im Behälter etwa 99 %. Nachdem der Sensor entsprechend 99 % relativer Feuchte Beharrung erreicht hatte, wurde er aus dem Behälter entnommen und der Umgebungsluft ausgesetzt, die eine relative Feuchte von ca. 20 % aufwies. Der zeitliche Verlauf während dieser plötzlichen Änderung der Um-

gebungsbedingungen wurde bei Luftgeschwindigkeiten von 5 und 10 m/s sowie bei freier Konvektion aufgezeichnet und ist in Abb. 37 dimensionslos dargestellt.

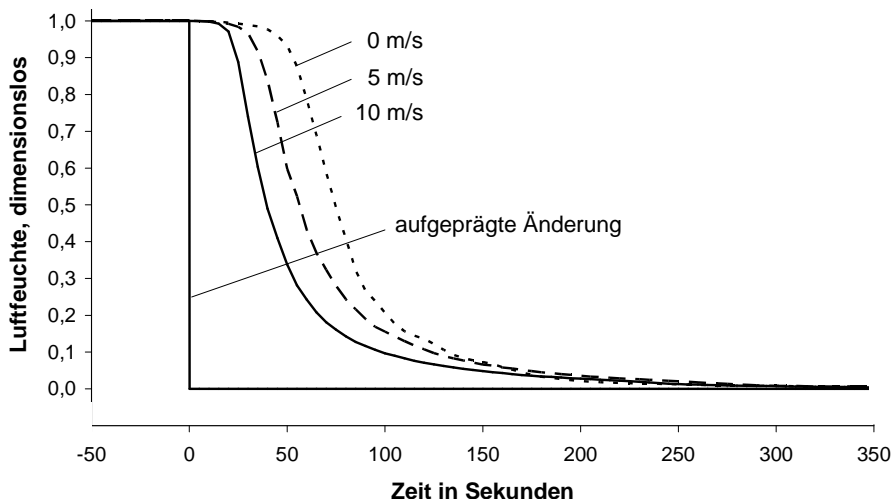


Abb. 37: Abklingkurve eines Luftfeuchtesensors bei 20 °C und unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten sowie bei freier Konvektion.

Es wird darin deutlich, dass die Messwerte bei den unterschiedlichen Anströmgeschwindigkeiten bis 150 Sekunden von der relativen Feuchte der Umgebungsluft abweichen. Mit höherer Luftgeschwindigkeit nimmt erwartungsgemäß die Trägheit ab, aber selbst bei 10 m/s vergehen bis zur neunzigprozentigen Umsetzung der plötzlich aufgebrauchten Feuchteänderung ca. 100 Sekunden. Die im Diagramm gezeigten Zeiträume sind allerdings nicht direkt auf die Verhältnisse bei der Trocknungsmessung übertragbar. Bei der Trocknungsmessung ändert sich die relative Feuchte der Luft nach dem Verdampfer nicht sprunghaft und die zeitlichen Änderungen sind vergleichsweise gering. Dennoch belegen diese Ergebnisse, dass selbst mit optimal angeströmten Sensoren die dynamischen Änderungen der relativen Feuchte nicht mit kontinuierlichen elektronischen Messungen zeitlich exakt erfasst werden können.

Der Trocknungsprozess im Mollier-h,x-Diagramm

Durch die Erkenntnisse des vorangegangenen Abschnitts scheint die korrekte Ermittlung der gespeicherten Wassermenge durch die Trocknungsmethode nur mittels einer Luft-

probenmessung möglich. Allerdings bedeutet die Bestimmung des Wassergehaltes durch Luftproben einen erheblichen zusätzlichen Aufwand, der für ein standardisiertes Testverfahren nicht akzeptabel ist. Außerdem ist die zeitliche Auflösung der Probennahme nicht ausreichend, um aus diesen Werten das Δx -Integral zu bilden. Aus diesen Gründen wurde nach einer Möglichkeit gesucht, die Messergebnisse einer Trocknungsmessung mit kontinuierlicher Feuchteermittlung in geeigneter Weise derart auszuwerten, dass daraus zuverlässig die Menge des gespeicherten Wassers ermittelt werden kann. Ansatzpunkt hierfür ist eine genaue Betrachtung der Luftzustände am Verdampfereintritt während des Trocknungsprozesses im Mollier-h,x-Diagramm. Abb. 38 zeigt diese Vorgänge qualitativ in einer schematischen Darstellung.

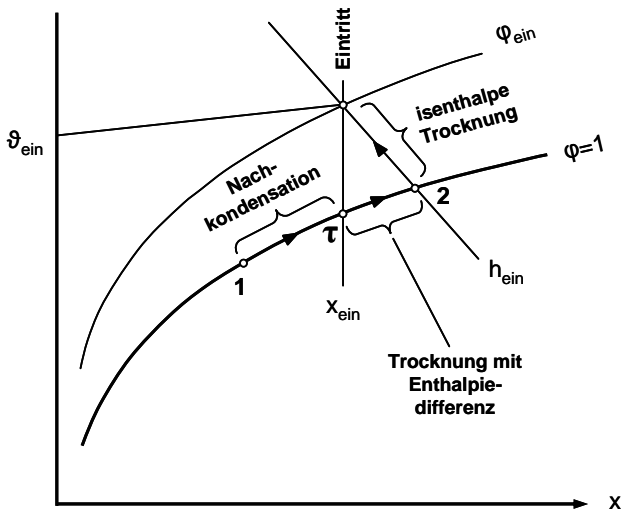


Abb. 38: Idealisierter Verlauf der Luftzustände auf der Abluftseite während des Trocknungsprozesses.

Als Punkt 1 in Abb. 38 mit niedriger Temperatur auf der Sättigungslinie ist der Luftaustrittszustand beim Abschalten des Kältekreislaufs eingezeichnet. Wird der Verdampfer anschließend weiter mit Luft beaufschlagt, wandert der Luftaustrittszustand auf der Sättigungslinie zum Punkt τ . Dieser Zustandspunkt liegt auf dem Schnittpunkt des Wassergehaltes der Luft am Verdampfereintritt mit der Sättigungslinie und repräsentiert damit den Taupunkt der Luft am Verdampfereintritt. Bis zu diesem Punkt ist von einer Verdampfer-

oberflächentemperatur unterhalb der Taupunkttemperatur der eintretenden Luft auszuweichen. Es kommt daher zu einer weiteren Abscheidung von Kondensat am Verdampfer.

Mit fortschreitenden Prozess bewegt sich der Zustand der austretenden Luft weiter auf der Sättigungslinie vom Punkt τ zu Punkt 2. Dieser Punkt ist definiert durch den Schnittpunkt der Isenthalpen der eintretenden Luft und der Sättigungslinie. Rechts von Punkt τ beginnt der Trocknungsprozess, weil am Austritt ein höherer Wassergehalt als am Eintritt vorliegt. Zwischen den Punkten τ und 2 ist eine weitere Zunahme des Wassergehaltes festzustellen. Dieser Effekt ist auf die Temperaturerhöhung der Luft zurückzuführen, die über eine vollständig benetzte Oberfläche strömt. Mit der Temperatur steigt ebenfalls der Sättigungsdruck des Wasserdampfes, so kann mehr Wasserdampf von der Luft aufgenommen werden.

Der isenthalpe Trocknungsprozess beginnt auf der Strecke zwischen Punkt 2 und dem Eintrittszustand. Während die spezifische Enthalpie entlang dieser Strecke konstant bleibt, kommt es zu einer kontinuierlichen Temperaturerhöhung und einer Reduzierung des Wassergehaltes. Der Trocknungsvorgang ist beendet, wenn der Zustand am Verdampferaustritt dem Zustandspunkt am Eintritt entspricht.

Dieser theoretische Verlauf des Trocknungsprozesses findet sich in einer Messung mit der Feuchtebestimmung durch Luftproben wieder. Abb. 39 zeigt die Abluftzustände im Mollier-h,x-Diagramm. Es ist zu erkennen, dass nahezu alle gemessenen Luftzustände auf der Isenthalpe des Eintrittszustands zu liegen kommen. Der einzige davon abweichende Punkt ist der erste Zustandspunkt dieses Versuchs zu Beginn der Messung. Der Theorie nach müsste dieser auf der Sättigungslinie liegen. Die Verschiebung dieses Punktes in das ungesättigte Gebiet liegt in der Durchführung des Versuches begründet. Hierbei schloss sich der Trocknungsprozess nicht direkt an das Abschalten des Kältekreislaufs an, sondern es wurde eine 10-minütige Stillstandszeit abgewartet. Während dieser Zeit wurde der Verdampfer nicht angeströmt, was zu einer Temperaturerhöhung des abluftseitigen Sensors führte. Gleichzeitig blieb der Wassergehalt an dieser Stelle unverändert. Der nachfolgend gemessene Zustandspunkt liegt schon auf der durch den Eintrittszustand vorgegebenen Isenthalpe. Zwischen diesen ersten beiden Punkten wird sich der Austrittszustand auch auf der Sättigungslinie bewegt haben. Da die Vorgänge bis zum Erreichen der spezifischen Grenzenthalpie aber innerhalb weniger Sekunden ablaufen, reicht die zeitliche Auflösung der Luftprobenmessung nicht aus, um diesen Verlauf darzustellen.

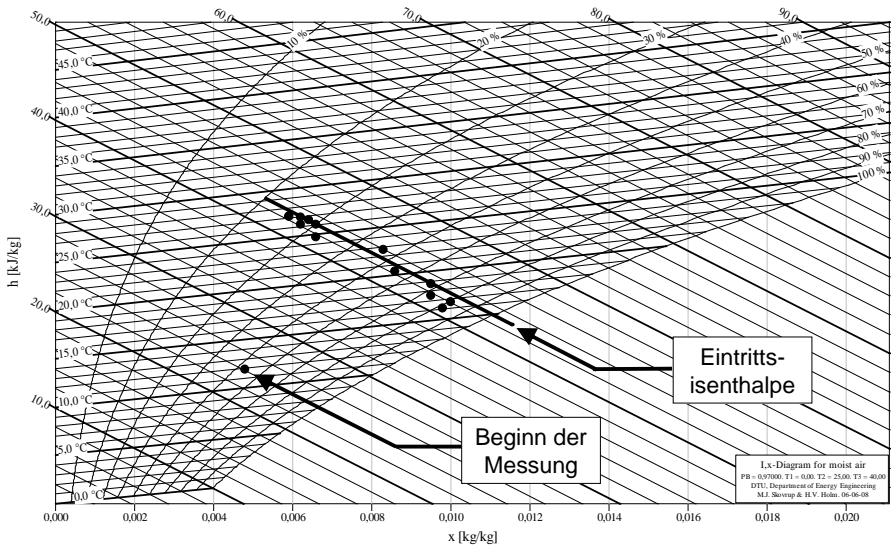


Abb. 39: Gemessene Zustände der Abluft bei einem Trocknungsversuch mit Feuchtebestimmung durch Luftprobenmessung, dargestellt im Mollier-h,x-Diagramm.

Ein anderes Bild ergibt sich bei der Betrachtung der Abluftzustände im Mollier-h,x-Diagramm bei einer anderen Messung mit trägen Feuchtesensoren. Abb. 40 zeigt ein Beispiel. Um diese Trägheitseinflüsse der Feuchtemessung im Mollier-h,x-Diagramm anschaulich zeigen zu können, wurde ein Versuch mit ungeeigneter Position des abluftseitigen Sensors gewählt. Bedingt durch die Anordnung des Sensors wurden zu Beginn der Trocknung feine Wassertropfen vom Verdampfer auf den Sensor übertragen. Dadurch wurden auf der Abluftseite über einen längeren Zeitraum stark überhöhte Werte für die Luftfeuchte gemessen. Bei geeigneter Sensoranordnung ist ebenfalls eine Überschreitung der spezifischen Grenzenthalpie zu beobachten. Allerdings ist die Überschreitung von kürzerer Dauer und weniger ausgeprägt.

Obwohl bei dieser Art der Messung eine weit höhere zeitliche Auflösung der Messwerte gegenüber der Luftprobenmessung möglich ist, wurden hier Punkte mit größeren Zeitabständen dargestellt, um die Übersichtlichkeit nicht zu beeinträchtigen. Klar ist zu erkennen, dass nur die ersten beiden Punkte, die auf der Sättigungslinie liegen, sich unterhalb der Eintrittsisenthalpen befinden. Die nachfolgenden Punkte liegen weit oberhalb dieser Linie. Erst im weiteren Fortgang des Trocknungsprozesses nähern sich die Zustandspunkte der Grenzlinie wieder an und kommen gegen Ende der Trocknung auf ihr zu liegen. Da auch

bei diesem Versuch während der Trocknung keine Energie über den Verdampfer zugeführt wurde, muss diese Überschreitung der spezifischen Eintrittsenthalpie durch die Trägheit der Feuchtemessung hervorgerufen werden. Bedingt durch diese Trägheit, können die Sensoren der schnellen Verringerung der Luftfeuchte bei der Trocknung nicht folgen. Damit ist die ermittelte Feuchte, besonders zu Beginn der Trocknung, zu hoch.

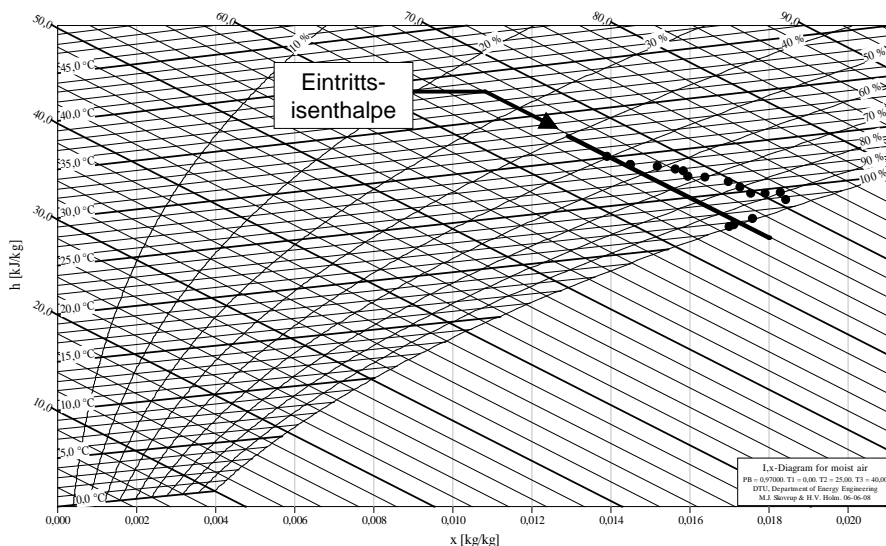


Abb. 40: Gemessene Zustände der Abluft bei einem Trocknungsversuch mit trägen Feuchtesensoren, dargestellt im Mollier-h,x-Diagramm.

Allerdings kommt es bei Messungen mit trägen Feuchtesensoren nicht in jedem Fall zu einer Überschreitung der Eintrittsenthalpie. Wenn die rapide Feuchteänderung durch eine Kanalstrecke gedämpft wird und zusätzlich kein Tropfenübertrag vom Verdampfer auf den Sensor vorkommt, sind Messungen ohne Verletzung der Grenzenthalpie möglich. Exemplarisch zeigt dies die Betrachtung der Abluftzustände im Mollier-h,x-Diagramm bei der Trocknungsmessung eines im Fahrzeug installierten Klimagerätes (vgl. Abb. 41).

Der erste Punkt der Messung liegt nahe der Sättigungslinie, weil in diesem Fall keine Stillstandszeit abgewartet wurde. Unmittelbar nach dem Beladungsvorgang erfolgte der Start des Trocknungsprozesses. Zu Beginn der Trocknung liegen die Zustandspunkte zunächst dicht an der Sättigungslinie. Mit fortschreitender Trocknung nähern sich die Punkte kontinuierlich der Eintrittsenthalpie an. Kurz vor Beendigung der Trocknung ist eine

Durch diese Beobachtungen ergibt sich eine Möglichkeit, die Trägheit der Feuchtemessung, aber auch Störungen, hervorgerufen durch kleinste Tröpfchen, vorteilhaft zu eliminieren. Somit wird eine Ermittlung des gespeicherten Wassers durch die Trocknungsmethode auch bei kontinuierlicher Luftfeuchtemessung mit Sensoren möglich. Falls bei einem gemessenen Trocknungsvorgang die maximale, spezifische Enthalpie der Zuluft überschritten wird, ist der Wassergehalt nach dem Verdampfer nur über die abluftseitige Temperatur zu bestimmen (Mollier-h,x-Diagramm).

Um zu entscheiden, an welcher Stelle eine Berechnung des Wassergehaltes über die gemessene Temperatur notwendig ist, muss zunächst aus den gemessenen Luftzuständen am Aus- und Eintritt des Verdampfers die spezifische Enthalpie bestimmt und verglichen werden. Die Enthalpie berechnet sich gemäß Gl. 23 aus Temperatur, Wassergehalt und Verdampfungsenthalpie sowie den spezifischen Wärmekapazitäten von Dampf und trockener Luft:

$$h = c_{p,L,tr} \cdot \vartheta + x \cdot (r + c_{p,D} \cdot \vartheta) \quad \text{Gl. 23}$$

Bei den Messpunkten, an denen der Vergleich beider spezifischen Enthalpien auf der Abluftseite einen größeren Wert als auf der Zuluftseite zeigt, wird der gemessene Wassergehalt auf der Abluftseite durch einen berechneten Wassergehalt ersetzt. Dieser berechnete Wert wird gemäß Gl. 24 mit der Temperatur der Abluft und der zeitlich dazugehörigen spezifischen Enthalpie der Zuluft ermittelt:

$$x = \frac{h_{Zuluft} - c_{p,L,tr} \cdot \vartheta_{Abluft}}{r + c_{p,D} \cdot \vartheta_{Abluft}} \quad \text{Gl. 24}$$

Durch die geänderten Werte für den Wassergehalt auf der Abluftseite ergibt sich entsprechend ein korrigierter Verlauf der Δx -Kurve. Exemplarisch zeigt dies Abb. 42.

Es ist darauf hinzuweisen, dass die spezifische Eintrittsenthalpie eine obere Grenze und keine generelle Bezugsgröße ist. Wie Abb. 41 zeigt, können die Zustände der Abluft über längere Zeiträume während des Trocknungsprozesses unterhalb der Grenzenthalpie verlaufen. Deshalb ist nur bei deren Überschreitung eine Berechnung des abluftseitigen Wassergehaltes aus Ablufttemperatur und Zuluftenthalpie zulässig.

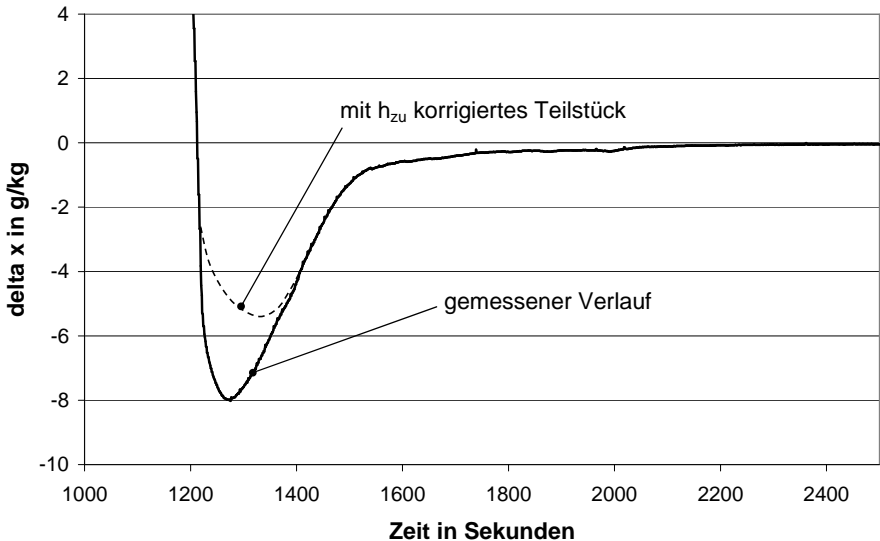


Abb. 42: Exemplarischer Δx -Verlauf mit einem anhand der Eintrittsenthalpie korrigierten Teilstück (Versuchsbedingungen: $\dot{m} = 360 \text{ kg/h}$, $\vartheta = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50 \text{ \%}$).

6.2.6 Modifikationen des Trocknungsverfahrens

Minimierung der Trägheit der Feuchtemessung

Im Abschnitt „Wassergehalt und maximale spezifische Enthalpie“ wurde gezeigt, wie der Einfluss trägheitsbedingter Fehlmessungen des Wassergehaltes auf die korrekte Ermittlung der getrockneten Wassermenge durch eine geeignete Auswertung reduziert werden kann. Vor dem Hintergrund einer hohen Gesamtgenauigkeit sollten die Trocknungsversuche dennoch dergestalt durchgeführt werden, dass Trägheiten der Feuchtemessung prinzipiell minimiert werden.

Die Trägheit hängt zum einen von der Charakteristik des Sensors und zum anderen von der Anströmung ab. Demnach sollten für die Trocknungsmessung Feuchtesensoren mit einer schnellen Charakteristik solchen mit längeren Antwortzeiten vorgezogen werden. Wie der Vergleich der Kurven in Abb. 37 zeigt, kann die Trägheit zusätzlich durch hohe Anströmgeschwindigkeiten reduziert werden. Es wird damit klar, dass für den Trocknungsvorgang größere Luftmassenströme zu bevorzugen sind. Allerdings wird die Auswahl des geeigneten Massenstromes nach oben durch ein erhöhtes Austragen von Spritzwasser be-

grenzt. Bei großen Luftströmen kann es durch die dabei vorliegenden hohen Luftgeschwindigkeiten zu einem Ablösen von Tropfen von der Verdampferabströmseite kommen. Treffen diese auf den abluftseitigen Luftfeuchtesensor, bewirken sie eine Fehlmessung. Dieser Effekt war beim Ausblasen mit einem Luftmassenstrom von 600 kg/h zu beobachten. Als Kompromiss wurde der Luftmassenstrom beim Ausblasen einheitlich auf 480 kg/h festgelegt.

Reduzierung der Messdauer

Die Festlegung des Ausblasmassenstromes auf 480 kg/h reduzierte nicht nur die Trägheit der Feuchtemessung, sondern verringerte auch die Trocknungszeit bei der Benetzung durch kleine Luftmassenströme (240 kg/h, 360 kg/h). Mit Hilfe eines hohen Luftmassenstromes wird vor dem eigentlichen Trocknungsvorgang eine größere Wassermenge mechanisch aus dem Verdampfer herausgedrückt. Dieser Wasseranteil wird dann von der Waage erfasst und muss nicht zeitintensiv ausgetrocknet werden.

Um die Trocknungszeit weiter zu reduzieren, wurde die Lufttemperatur beim Trocknungsvorgang auf 40 °C angehoben und die maximal von der Luftaufbereitung mögliche Entfeuchtung realisiert. Die Erhöhung der Temperatur von 30 auf 40 °C wurde gewählt, weil diese Änderung der Konditionierung innerhalb der Stillstandszeit von 10 Minuten vollzogen werden konnte und somit bei Beginn des Ausblasens wieder konstante Bedingungen herrschten. Durch diese Maßnahmen konnte die Trocknungszeit von ursprünglich mehr als zwei Stunden auf weniger als eine Stunde reduziert und damit die Wirtschaftlichkeit des Verfahrens verbessert werden.

Ebenfalls entscheidend für die Versuchsdauer ist die Wahl der Luftbedingung bei der Benetzung des Verdampfers. Die in Abschnitt 3.3 erläuterten Zusammenhänge haben gezeigt, dass die maximale Speichermenge nicht vom Kondensatmassenstrom abhängt. Somit könnte für die Versuche zur Wasserspeicherung jegliche Luftbedingung gewählt werden, bei der es zu einer Taupunktunterschreitung am Verdampfer und damit zu einem Kondensatmassenstrom kommt. Unter wirtschaftlichen Aspekten sollte die maximale Speicherung in möglichst kurzer Zeit erreicht werden. Die Bedingungen sind entsprechend zu wählen. Allerdings hat sich während der Versuche gezeigt, dass, bedingt durch den Versuchsaufbau, eine Obergrenze einzuhalten ist. Bei großen Kondensatmassenströmen ($> 3,5$ kg/h) im Zusammenhang mit hohen Luftgeschwindigkeiten traten häufig Fehlmessungen auf, die auf den Übertrag von Spritzwasser vom Verdampfer auf den abluftseitigen Luftfeuchtefühler zurückzuführen waren. Bewährt hat sich im Test eine Luftbedingung von 30 °C und 50 % r.F. Damit lässt sich auch bei einem kleinen Luftmassenstrom angemessen schnell die

maximale Speichermenge erreichen, ohne dass es bei großen Luftmassenströmen zu einem vermehrten Austragen von Spritzwasser kommt.

Positionierung des abluftseitigen Luftfeuchtefühlers

Die Positionierung des abluftseitigen Luftfeuchtefühlers muss aufgrund der Gegebenheiten bei der Trocknungsmessung besonders sorgfältig gewählt werden. Um die getrocknete Wassermenge bestimmen zu können, muss nicht nur der Wassergehalt der Luft erfasst werden, sondern diesem auch ein zeitlich und örtlich zugehöriger Luftmassenstrom zugeordnet werden können. Demnach ist es der Messgenauigkeit nicht zuträglich, mit einem Mittelwert aus mehreren Sensoren zu arbeiten. Voraussetzung dafür wären lokal identische Teilmassenströme an den Orten der einzelnen Sensoren. Diese Verhältnisse sind an der Abströmseite des Verdampfers nicht zu erwarten. Durch die räumlich unterschiedliche Wasserspeicherung im Verdampfer treten an verschiedenen Stellen lokale Blockierungen des Luftweges auf, dadurch entsteht ein inhomogenes Strömungsprofil. Es ist demnach mit einem einzelnen Sensor zu messen, für den ein Messort mit einer für den Gesamtmassenstrom repräsentativen Luftfeuchte gefunden werden muss.

Zunächst wurde mit verschiedenen Positionen im Abstand von 45 cm vom Verdampfer experimentiert, ohne ein zufriedenstellendes Ergebnis zu erzielen. Daher wurde in einem zweiten Schritt der Versuchsaufbau derart geändert, dass der Querschnitt des Luftkanals an der Stelle der Feuchtemessung reduziert wurde (vgl. hierzu Abb. 43). Auf diese Weise konnte zusätzlich die Anströmgeschwindigkeit des Sensors erhöht und damit die Trägheit verringert werden. Der Kanal wurde an der Ausströmseite von 30 x 30 cm auf 10 x 10 cm mittels einer Düse eingeschnürt und der Luftfeuchtesensor mittig im verengten Querschnitt positioniert. Diese Anordnung führte zu Messergebnissen, die eine deutlich niedrigere Trägheit aufwiesen. Allerdings gab es auch an dieser Position Probleme mit dem Übertrag von Spritzwasser vom Verdampfer auf den Sensor. Um das Wasser vom Sensor fernzuhalten, wurde davor ein Gitter montiert, auf dem ein Vlies befestigt wurde. Es wurden verschiedene Vliesqualitäten erprobt, aber eine Benetzung des Sensors konnte durch keines der getesteten Materialien sicher verhindert werden. Aus diesem Grund wurde der Versuchsaufbau modifiziert, indem nach der Einschnürung auf den geringeren Querschnitt ein nach oben gerichteter 90° Bogen aufgesetzt wurde. An dessen Ende wurde der Luftfeuchtesensor positioniert. Flüssige Anteile im Luftstrom konnten bis zu den bei einem Luftmassenstrom von 480 kg/h auftretenden Luftgeschwindigkeiten den Sensor nicht mehr erreichen, sondern wurden durch die Umlenkung der Luft an der Wandung des Bogens abgeschieden. Eine Skizze des Versuchsaufbaus mit den geschilderten Modifikationen zeigt Abb. 43.

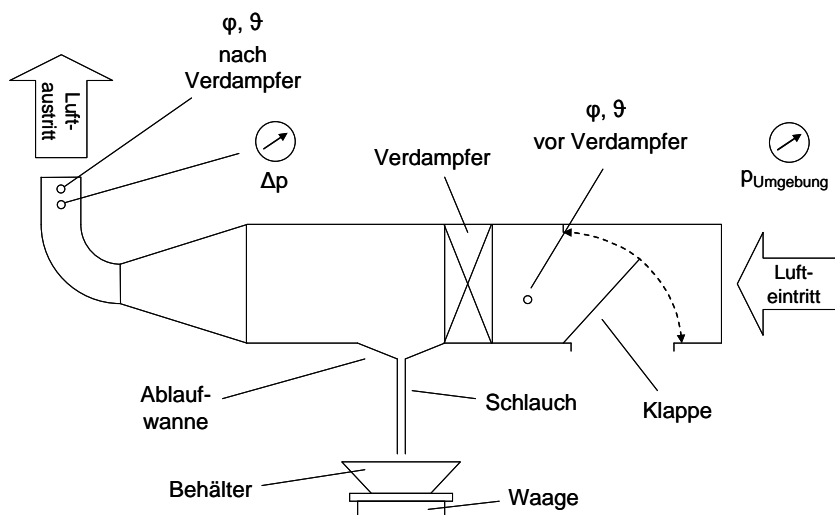


Abb. 43: Modifizierter Versuchsaufbau zur Ermittlung des gespeicherten Wassers in Pkw-Verdampfern mittels Trocknung.

6.2.7 Ergebnisse

Die bei den Vorversuchen gesammelten Erkenntnisse flossen ein in den modifizierten Versuchsaufbau und in die Auswertung der Messwerte mit Hilfe der Berechnung des abluftseitigen Wassergehaltes. Unter Anwendung dieser Verbesserungen wurde schließlich eine Testreihe bei einer relativen Feuchte von 50 % und einer Lufttemperatur von 30 °C durchgeführt und die gespeicherte Wassermenge durch die Trocknungsmethode ermittelt. Den auf diese Weise erhaltenen Ergebnissen wurden Referenzwerte gegenübergestellt. Diese Vergleichsgrößen wurden aus Versuchen mit identischen Luftbedingungen gewonnen, bei denen die Bestimmung des gespeicherten Wassers durch Auswiegen erfolgte. Dieser Vergleich ist in Abb. 44 veranschaulicht. Die durch das Trocknungsverfahren erhaltenen Messwerte stimmen mit den ausgewogenen Speichermengen weitgehend überein. Die größte Abweichung tritt bei einem Luftmassenstrom von 240 kg/h auf und beträgt 7 %.

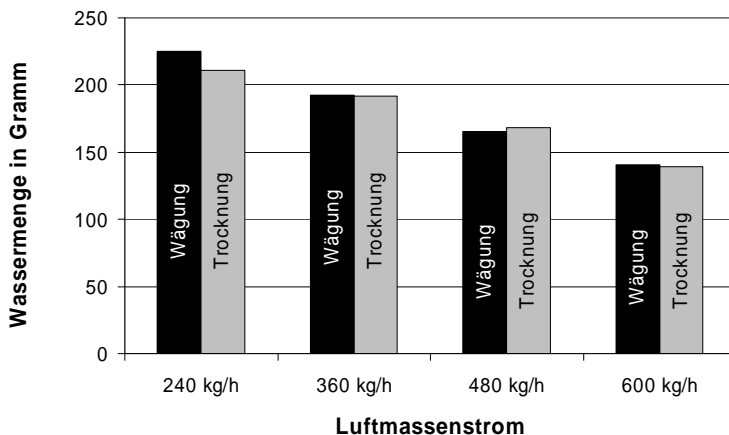


Abb. 44: Vergleich der durch Trocknungs- und Wiegemessung ermittelten Werte bei Bedingungen von 30 °C Lufttemperatur und 50 % relativer Feuchte und verschiedenen Luftmassenströmen.

Durch die Vielzahl der Einflussmöglichkeiten empfiehlt sich im Vorfeld der eigentlichen Versuche der Abgleich mit Luftproben und/oder Auswiegen des Verdampfers. Nur auf diese Weise kann bei der Trocknungsmessung eine hohe Genauigkeit erzielt werden. Eine ausführliche Auflistung und Beschreibung möglicher Fehlerquellen findet sich im Anhang in der Rubrik „Systematische Fehler“.

6.3 Versuche am Klimagerät

Durch die Versuche am Verdampfer wurde die Trocknungsmethode so weit entwickelt, dass Abweichungen zu den als Referenz durchgeführten Wiegemessungen nur noch marginal waren. Im folgenden Schritt sollte das Verfahren für die Ermittlung des gespeicherten Wassers im Klimagerät eingesetzt werden. Es galt festzustellen, ob die Trocknungsmethode auch für diesen Anwendungsfall praktikabel ist und inwiefern sich die Luftanströmung des Verdampfers im Gerät auf die Speicherung von Wasser auswirkt.

6.3.1 Versuchsaufbau

Für die Versuche am Gerät wurde der aus den Messungen am Verdampfer bekannte Luftkanal mit der integrierten Klappenmechanik zur Absperrung des Luftstromes eingesetzt. Statt der Zarge zur Aufnahme des Verdampfers wurde eine Umlenkung verbaut, die die Luft nach der Klappe in die Außenluftansaugöffnung des Klimagerätes führte. Befestigt war dieses, gemäß der Einbauposition im Fahrzeug, an einem Gestell (vgl. hierzu Abb. 45).

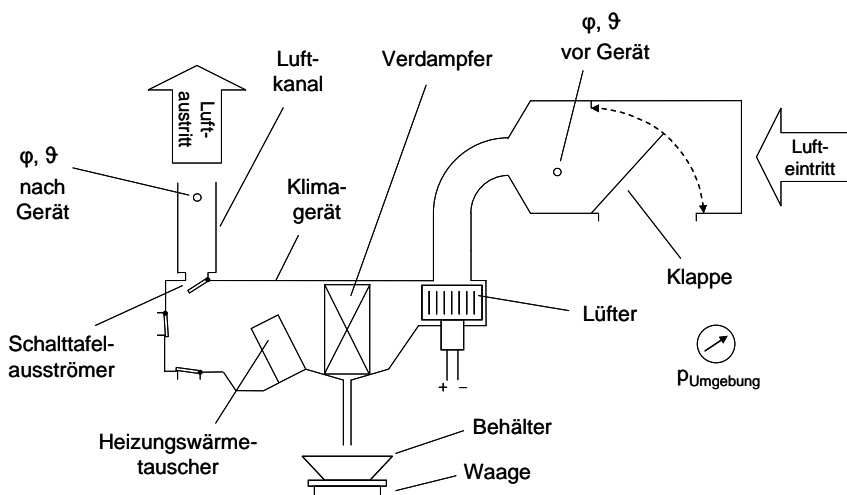


Abb. 45: Versuchsaufbau der Gerätemessung.

Durch die entsprechende Klappe am Gerät wurde die Umluftansaugöffnung geschlossen. Um selbst geringe Leckströme auszuschließen, wurde die Umluftöffnung außerdem mit Klebeband verschlossen. Ebenso wurde mit allen Ausblasöffnungen, mit Ausnahme des Schalldämpfers, verfahren. Die Luftverteilung des Gerätes wurde auf Schalldämpferausströmung eingestellt und in dieser Position fixiert. Auf den Schalldämpferausströmung wurde ein 30 cm langer Luftkanal aufgesteckt und an dessen Ende der abluftseitige Luftfeuchtesensor mittig im Kanal platziert. Der zuluftseitige Sensor war hinter der Klappe zum Ab sperren des Luftstromes positioniert und damit an identischer Stelle wie bei den Versuchen am Verdampfer. Eine Skizze dieses Aufbaus zeigt Abb. 45.

Unterhalb des Klimagerätes befindet sich die Waage. Am Ende des originalen Ablaufschlauchs wurde das Ventil entfernt, damit das Abwasser aus dem Klimagerät ungehindert in den Behälter auf der Waage fließen konnte.

Um das Gerät entsprechend betreiben zu können, wurden die Anschlüsse des Verdampfers mit dem externen Kältekreislauf verbunden und das Gebläse an eine regelbare Spannungsversorgung angeschlossen.

6.3.2 Versuchsdurchführung

Die Versuche am Klimagerät wurden analog zu denen am Verdampfer im Zargenaufbau durchgeführt. Abweichend davon musste bei der Gerätemessung zusätzlich das Gebläse des Gerätes betrieben werden. Die elektrische Spannung am Gebläse wurde so eingeregelt, dass es den gleichen Luftmassenstrom förderte wie die Luftaufbereitung. Auf diese Weise bildete sich im Luftkanal von der Luftaufbereitung zum Gerät keine Druckdifferenz aus und es traten keine unerwünschten Leckluftströme auf. Während der Stillstandszeit wurde die Stromzufuhr zum Gebläse unterbrochen. Weil bei unterschiedlichen Luftmassenströmen (240, 360, 480, 600 kg/h) gemessen, jedoch mit einem festen Luftmassenstrom (480 kg/h) getrocknet wurde, musste das Gebläse beim erneuten Anschalten nach der Stillstandszeit nachgeregelt werden. Die Benetzung des Verdampfers erfolgte durch einen Luftstrom mit einer Temperatur von 30 °C und einer relativen Luftfeuchte von 50 %.

6.3.3 Ergebnisse

Die Messergebnisse für die gespeicherte Wassermenge im Gerät wurden jenen Werten gegenübergestellt, die durch Wiegen des gleichen Verdampfertyps im Zargenaufbau ermittelt wurden. Diese Darstellung der Ergebnisse zeigt Abb. 46.

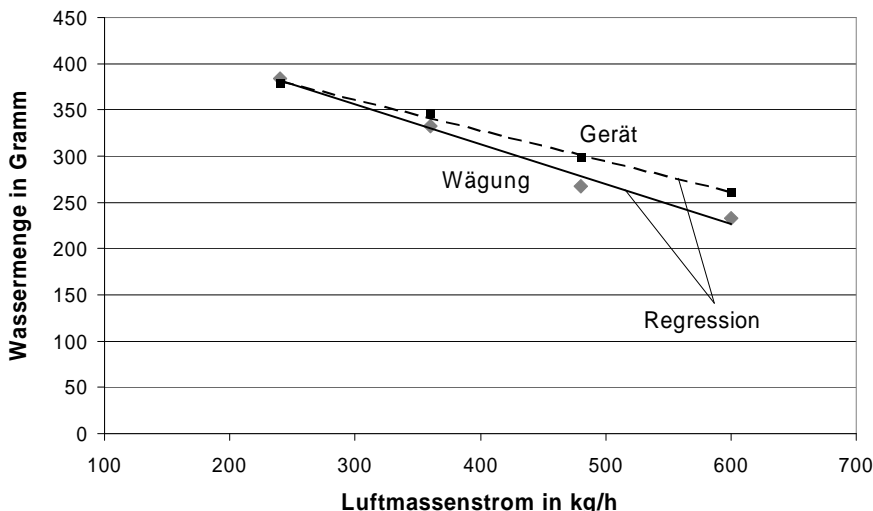


Abb. 46: Ergebnisse der Gerätemessung im Vergleich zu den durch Wiegen ermittelten Werten bei Bedingungen von 30 °C Lufttemperatur und 50 % relativer Feuchte und verschiedenen Luftmassenströmen.

In dieser Grafik wird deutlich, dass beim kleinsten Luftmassenstrom (240 kg/h) das Ergebnis der Wiegemessung sehr genau mit der Trocknungsmethode übereinstimmt. Bei größeren Luftmassenströmen steigert sich kontinuierlich die Differenz zwischen den beiden Messreihen, wobei im Gerät generell größere Speichermengen ermittelt werden als bei der Zargenmessung des Verdampfers. Dies weist darauf hin, dass sich durch die Umlenkung der Strömung im Gerät die lokalen Geschwindigkeitsprofile im Verdampfer geringer ausprägen als bei einer freien Anströmung. Damit wird während des Betriebs mechanisch weniger Wasser aus dem Verdampfer gedrückt. Bei größeren Luftmassenströmen kommt es, relativ gesehen, zu einer größeren Reduzierung der Luftgeschwindigkeiten im Verdampfer. Dies erklärt die größeren Differenzen bei diesen Messpunkten.

Probleme durch die Übertragung von Spritzwasser auf den abluftseitigen Luftfeuchtesensor traten nicht auf. Durch die mehrfachen Umlenkungen, die der Luftstrom nach dem Durchgang durch den Verdampfer erfährt, konnten keine flüssigen Bestandteile bis zur Ausblasöffnung gelangen.

6.3.4 Messung an einem modifizierten Klimagerät

Nachdem die Zuverlässigkeit des Verfahrens bestätigt wurde, wurde es für Messungen von Optimierungen am Klimagerät eingesetzt. Mit bisherigen Verfahren konnten Ansätze zur Verminderung des gespeicherten Wassers in einem Klimagerät nicht bewertet werden.

Quantifiziert werden sollte ein Verfahren, bei dem die Schubkräfte des Luftstromes zur Reduzierung des gespeicherten Wassers genutzt werden. Das Verfahren basiert auf der Beobachtung, dass sich nach dem Betrieb des Verdampfers das an der Verdampferoberfläche anhaftende Wasser besonders in den unteren 20 mm des Lamellenbereiches abgelagert. Daher sollte beim Ausblasen das Strömungsprofil derart gestaltet sein, dass der untere Lamellenbereich des Verdampfers mit hoher Luftgeschwindigkeit durchströmt wird. Umgesetzt wurde diese Forderung durch eine Jalousie, die vor dem Verdampfer ins Gerät integriert wurde. Nach dem Abschalten des Kältekreislaufs wird die Jalousie mittels eines elektrischen Antriebs, bis nur noch der untere Lamellenbereich unbedeckt ist, herabgelassen. Dort kann dann durch den Betrieb des Gebläses bei maximaler Leistung eine sehr hohe lokale Luftgeschwindigkeit erzeugt werden, die einen Teil des Wassers aus dem Verdampfer drückt.

In der Messung wurde das Ausblasen nach der Stillstandszeit durchgeführt. Anschließend wurde die Jalousie wieder in die Ausgangsstellung gebracht und der eigentliche Trocknungsvorgang gestartet.

Es wurden Messungen mit Luftmassenströmen von 240 kg/h bzw. 360 kg/h bei einer Temperatur von 30 °C und einer relativen Luftfeuchte von 50 % vorgenommen. Bei beiden Messpunkten konnte durch das Ausblasen des unteren Lamellenbereichs die gespeicherte Wassermasse um über 40 % reduziert werden. Die Ergebnisse im Detail zeigt Abb. 47.

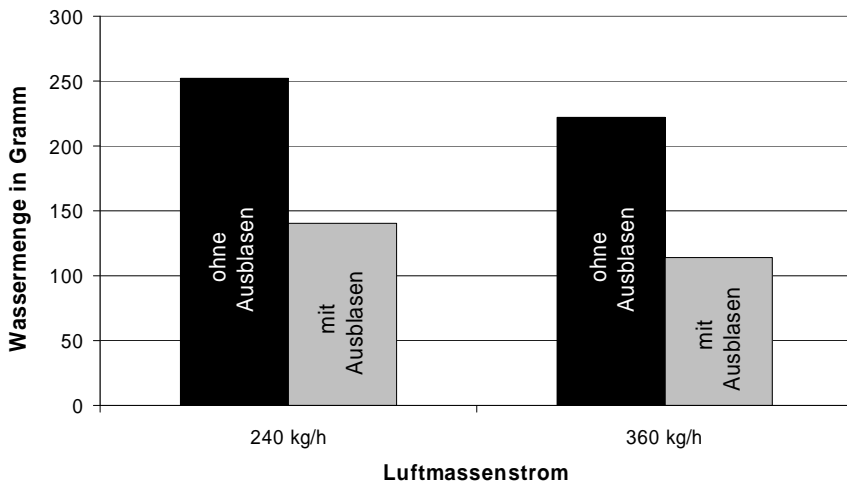


Abb. 47: Vergleich der gespeicherten Wassermenge mit und ohne Ausblasen der unteren 20 mm eines Verdampfers nach dem Betrieb des Kältekreislaufs bei 30 °C Lufttemperatur und 50 % relativer Feuchte.

6.4 Versuche am Fahrzeug

Die Ermittlung des in der Klimaanlage gespeicherten Wassers im Fahrzeug ermöglicht Wettbewerbsanalysen, die mit relativ geringem Aufwand durchgeführt werden können. Ebenso könnte ein solches Verfahren für die Serienüberwachung eingesetzt werden. Des Weiteren bietet die Fahrzeugmessung die Möglichkeit, Veränderungen der Wasserspeicherung durch die Alterung der Komponenten zu betrachten.

6.4.1 Versuchsaufbau

Die Versuche wurden an einem Pkw der unteren Mittelklasse (A-Klasse) durchgeführt. Das Fahrzeug war mit einer vollautomatischen Klimaanlage ausgestattet. Zur Beaufschlagung der Klimaanlage wurde die gleiche Luftaufbereitungseinrichtung verwendet, die auch für die Versuche am Verdampfer und am Klimagerät verwendet wurde. Entsprechend kam der in diesen Versuchen verwendete Luftkanal zum Einsatz. Allerdings beschränkte sich die

Verwendung nur auf den vorderen Teil, der die Klappe zum Umlenken der Luft und den Luftfeuchtesensor beinhaltet. Somit konnte analog zu den Versuchen an den Komponenten der Luftstrom schlagartig unterbrochen werden. Der Luftkanal wurde mittels eines Schlauches mit der freigelegten Außenluftansaugöffnung des Fahrzeuges verbunden. Eine Skizze des Aufbaus der Fahrzeugmessung zeigt Abb. 48.

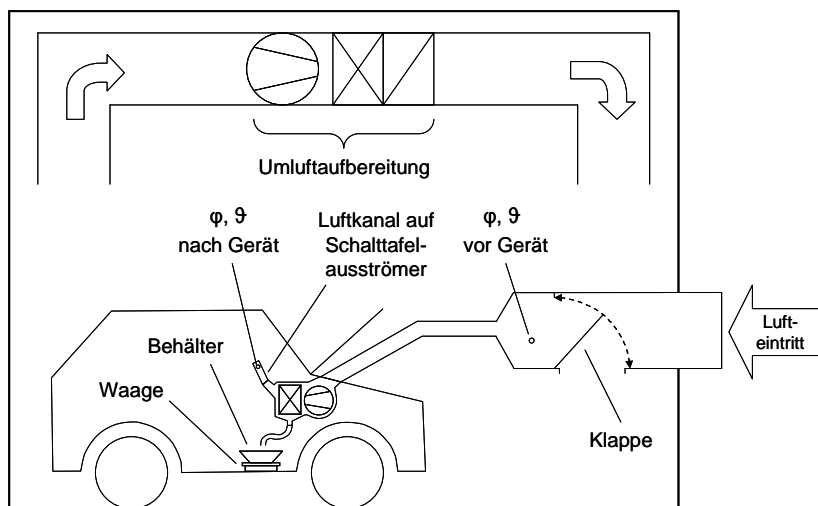


Abb. 48: Versuchsaufbau der Fahrzeugmessung.

Der Pkw befand sich während der Versuche in einer Klimakammer. Das Klimagerät im Fahrzeug wurde allerdings nicht mit Luft aus der Klimakammer, sondern von außen mit Luft aus der Luftaufbereitungseinrichtung beaufschlagt. Diese Anordnung wurde gewählt, um analog zu den Versuchen am Klimagerät und am Verdampfer während der Stillstandsphase den Luftstrom warm und trocken zu konditionieren und damit die Trocknungszeit zu verkürzen. Weiterer Vorteil dieses Aufbaus ist die Unabhängigkeit des Luftzustandes in der Kammer und der vom Klimagerät angesaugten Luft. Es konnte mittels der Kammertemperatur Einfluss auf den Hochdruck im Kältekreislauf des Pkw genommen werden, ohne die Eintrittsbedingung der Luft an der Außenluftansaugung zu verändern.

Im Versuch wurde die Luftverteilung auf Schalttafel-ausströmung eingestellt. Um den gesamten ausgeblasenen Luftstrom zu erfassen, wurde ein rechteckiger Kanal auf die mittleren Schalttafel-ausströmer gesetzt. Im Kanal wurden die Sensoren für Temperatur und

Luftfeuchte untergebracht. Die seitlichen Schalttafelauströmer wurden verschlossen, damit der gesamte das Klimagerät verlassende Luftstrom über die Feuchte- und Temperatursensoren geführt wurde.

Die Waage zur Erfassung der abgeführten Kondensatmasse wurde im Fußraum der Beifahrerseite untergebracht. Um das Kondensat in den Behälter der Waage zu leiten, wurde der nach außen führende originale Kondensatablauf vom Gerät entfernt und durch einen in den Fußraum reichenden Schlauch ersetzt.

Die Speisung des Gebläses erfolgte aus der Fahrzeugbatterie. Um deren Entladung bei Stillstand des Verbrennungsmotors vermeiden, wurde eine externe Spannungsversorgung angeschlossen.

6.4.2 Versuchsdurchführung

Die Klimaanlage des Fahrzeugs wurde bei vorgewählter Gebläsestufe und der niedrigsten möglichen Temperatureinstellung betrieben. Dabei wurde die Anlage mit einem Luftmassenstrom von 30 °C und einer relativen Feuchte von 50 % beaufschlagt. Analog zu den Versuchen am Klimagerät wurden die Luftströme zwischen dem Gebläse der Pkw-Klimaanlage und der Luftaufbereitung in der Weise abgestimmt, dass in den verbindenden Kanälen und Schläuchen keine Druckdifferenz auftrat. Hierdurch wurden auch unerwünschte Leckluftströme vermieden. Im Unterschied zu den Versuchen am Klimagerät wurde in diesem Fall der Luftmassenstrom durch die im Pkw eingestellte Gebläsestufe vorgegeben und der Massenstrom in der Luftaufbereitung nachgeregelt.

Der Verbrennungsmotor des Pkw wurde im Standgas betrieben und diente dem Antrieb des Kältekreislaufs. Nachdem sich dort nach ca. einer Stunde konstante Verhältnisse eingestellt hatten, wurde die Anlage eine weitere Stunde betrieben. Nach Ablauf dieser Zeit konnte gemäß den Betrachtungen in Kapitel 3.3 von einem Erreichen der maximalen Menge des gespeicherten Wassers im Klimagerät ausgegangen werden. Zu diesem Zeitpunkt wurde die Datenaufzeichnung gestartet. Nach zehn Minuten wurde der Motor des Fahrzeugs und damit auch der Kältekreislauf abgestellt. Gleichzeitig wurde durch eine zweite Person der Luftstrom zum Fahrzeug mittels der Klappe im Luftkanal unterbrochen. Analog zu den Versuchen an Verdampfer und Klimagerät folgte anschließend eine Stillstandszeit von zehn Minuten. Auch hier wurde diese Zeitspanne genutzt, um den Luftstrom auf 40 °C bei maximaler Entfeuchtung zu konditionieren.

Am Ende der Stillstandszeit wurde der Luftstrom über die Klappe des Luftkanals wieder freigegeben und gleichzeitig das Gebläse der Klimaanlage auf Stufe 6 (entsprechend 480 kg/h beim Verdampfer-/Klimagerätversuch) eingestellt. Durch diese erneute Beaufschlagung mit einem Luftstrom wurde ein Teil des gespeicherten Wassers auf die Waage im Fußraum gefördert. Der restliche Anteil wurde durch den Trocknungsvorgang aus dem Klimagerät entfernt. Der Versuch wurde beendet, wenn zwischen dem Wassergehalt am Lufteintritt ins Fahrzeug und dem Wassergehalt an der Ausblasöffnung keine Differenz mehr vorlag.

6.4.3 Ergebnisse

Kurze Stillstandszeit (10 Minuten)

Die Messungen im Pkw wurden aus Gründen der Vergleichbarkeit analog zu den Versuchen am Klimagerät und am Verdampfer durchgeführt. Allerdings mussten bei der Kälteerzeugung und der Auswahl der gemessenen Luftmassenströme Kompromisse eingegangen werden.

Bei der Pkw-Messung wurde zur Bereitstellung der Kälteleistung der Kältekreislauf des Fahrzeugs und nicht ein externer Kreislauf verwendet. Deshalb war es nicht möglich, nach dem Abschalten der Kälteerzeugung die Verbindung zum Verdampfer zu unterbrechen. Es konnte daher eine zusätzliche Bildung von Kondensat am Verdampfer durch nachverdampfendes Kältemittel nicht ausgeschlossen werden.

Da der verwendete Pkw mit einem digital angesteuerten (CAN-Bus) Gebläse ausgestattet war, konnte nicht über eine externe Spannungsversorgung eine beliebige Spannung angelegt werden. Daher wurde die Anlage mit den von der Bedieneinheit vorgegebenen Gebläsestufen betrieben und der Luftmassenstrom an der Luftaufbereitungseinrichtung so eingeregelt, dass kein Differenzdruck mehr messbar war. Damit wurde sichergestellt, dass der in der Luftaufbereitungseinrichtung gemessene Luftmassenstrom und der dem Klimagerät zugeführte Luftmassenstrom identisch waren.

Aufgrund der nicht übereinstimmenden Luftmassenströme konnten die Ergebnisse der Fahrzeugmessung nicht direkt mit den Werten der Gerätemessung verglichen werden. Daher wurden die gemessenen Mengen des gespeicherten Wassers über den Luftmassenstrom aufgetragen und Regressionsgeraden gebildet. Diese vergleichende Auswertung der Fahrzeugmessung zeigt Abb. 49.

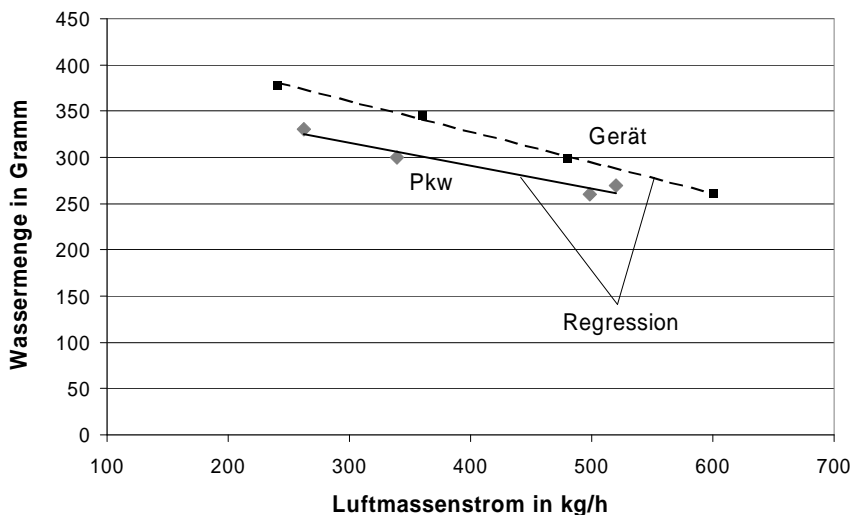


Abb. 49: Vergleich der durch Geräte- und Pkw-Messungen ermittelten Messwerte für das gespeicherte Wasser bei 30 °C Lufttemperatur und 50 % relativer Feuchte

Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse der Fahrzeugmessung gegenüber den am Gerät ermittelten Werten eine Abweichung nach unten aufweisen. Dabei ist die Abweichung bei geringen Luftmassenströmen (262 kg/h, 339 kg/h) erheblicher als bei größeren (498 kg/h, 520 kg/h). Die Abweichung beträgt maximal ca. 13 % und minimal ca. 6 %. Erklärbar sind diese Abweichungen mit einer nicht korrekt gewählten Vorlaufzeit bis zum Abschalten des Kältekreislaufs. Für die Fahrzeugmessungen wurden die gleichen Vorlaufzeiten eingehalten wie bei den Versuchen des Verdampfers in Zarge und der Gerätemessung. Allerdings wurde bei der Geräte- wie auch bei der Verdampfermessung ein externer Kältekreislauf verwendet, dessen Parameter sehr genau zu beeinflussen waren. In der späteren Auswertung zeigte sich, dass die Verdampferaustrittstemperaturen im Fahrzeug höher waren als bei der Verwendung des externen Kreislaufs. In der Folge waren auch die Massenströme des aus der Luft abgeschiedenen Wassers geringer und die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Speichermengen größer. Bei den unterschiedlichen Luftmassenströmen wurde mit der gleichen Vorlaufzeit gearbeitet. Während diese Zeit bei den größeren Luftmassenströmen zum Erreichen der maximalen Speichermenge ausreichte, war dies bei den geringen Luftmassenströmen nicht der Fall. Damit erklären sich die unterschiedlichen Abweichungen.

Verlängerte Stillstandszeit (720 Minuten)

Zusätzlich wurde ein Test durchgeführt, der die Verhältnisse bei einem über Nacht abgestellten Pkw wiedergeben sollte. Dazu wurde die Stillstandszeit von 10 Minuten auf 720 Minuten (12 Stunden) ausgedehnt. Der Test wurde bei einem Luftmassenstrom 476 kg/h mit einer Temperatur von 30 °C und einer relativen Luftfeuchte von 50 % durchgeführt. Nach der verlängerten Stillstandszeit wurde noch eine Wassermenge von 50 Gramm im Gerät festgestellt. Dieser Wert macht deutlich, dass im praktischen Betrieb der Klimaanlage durch diese Restmenge die maximale Speichermenge nach einem Neustart früher erreicht wird, da der Anfangswert nicht Null ist.

6.4.4 Modifikation der Fahrzeugmessung

Der aus Gründen der Minimierung der Versuchsdauer für diese Untersuchung gewählte Aufbau kann mit den gängigen Prüfständen für Fahrzeugklimatisierung nicht nachvollzogen werden. In den meisten Fällen ist es nicht möglich von außen einen unabhängig konditionierten Luftstrom in die Klimakammer einzubringen. Wird die Klimaanlage im Versuch mit Luft aus der Klimakammer beaufschlagt, müssen Versuchsaufbau und -durchführung wie folgt modifiziert werden.

Zunächst muss der Luftmassenstrom mittels der Innendruckmethode /31/ kalibriert werden. Dazu werden dem Fahrzeug mehrere bekannte Luftmassenströme zugeführt und die sich einstellenden Differenzdrücke zwischen Fahrzeuginnenraum und Umgebung aufgenommen. Anhand der Ergebnisse kann im späteren Trocknungsversuch aus dem gemessenen Differenzdruck auf den Luftmassenstrom geschlossen werden. Zur Benetzung des Verdampfers wird die Klimaanlage des Fahrzeugs im Außenluftbetrieb in der Klimakammer betrieben. Als geeignete Luftbedingung hat sich während der Versuchsreihen eine relative Luftfeuchte von 50 % bei einer Temperatur von 30 °C erwiesen. Um unter diesen Voraussetzungen auch bei kleineren Luftmassenströmen die maximale Speichermenge zu erreichen, muss die Klimaanlage mindestens 90 Minuten unter stationären Bedingungen betrieben werden. Die Sensoren für Temperatur und Luftfeuchte vor dem Klimagerät werden in der Außenluftansaugöffnung des Fahrzeugs positioniert. Werden Versuche bei unterschiedlichen Gebläsestufen durchgeführt, kann mit den Ergebnissen eine Regressionsgerade gebildet und damit auf Standardluftmassenströme umgerechnet werden.

In einem weiteren Schritt zur Vereinfachung könnte auf die Ermittlung der abgetropften Wassermenge und damit auch auf die Waage verzichtet werden. Ein großer Vorteil wäre, dass der Wasserablaufschlauch im Fahrzeuginnenraum nicht freigelegt werden müsste. Das würde die Vorbereitungszeit der Messung erheblich verkürzen, insbesondere, wenn über

das zu vermessende Fahrzeug keine Daten vorliegen und die genaue Position des Ablaufs nicht bekannt ist. Auf die Bestimmung der abgetropften Wassermasse kann verzichtet werden, wenn sich der Trocknungsprozess direkt an das Abschalten der Kälteerzeugung anschließt und keine Stillstandszeit abgewartet wird. Da dem Verdampfer nach dem Abschalten der Kälteerzeugung kein weiteres Wasser zugeführt wird, sollte auch der Massenstrom durch den Kondensatablauf innerhalb von kürzester Zeit zum Erliegen kommen. Der systematische Messfehler durch das Nichtbetrachten der mechanisch abgeführten Wassermenge ist daher sehr gering. Allerdings darf bei diesem Verfahren der Luftmassenstrom für den Trocknungsprozess nicht angehoben werden. Durch den höheren Impuls des Luftstromes könnte eine größere Wassermenge in den Ablauf gelangen und würde somit nicht erfasst werden. Den Versuchsaufbau der vereinfachten Fahrzeugmessung zeigt Abb. 50.

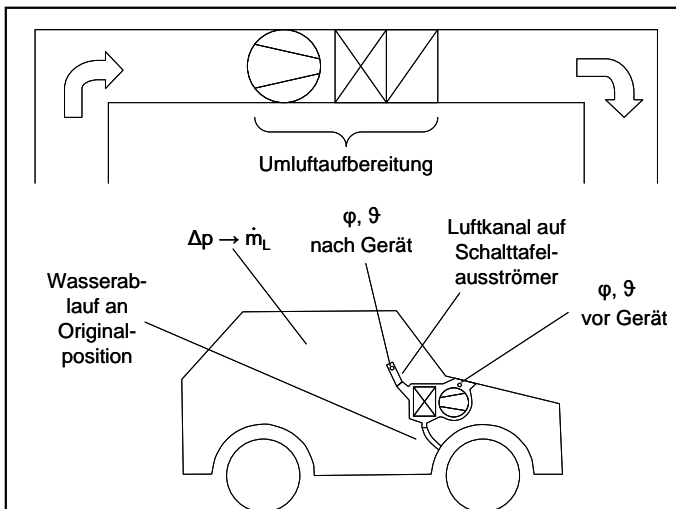


Abb. 50: Versuchsaufbau der vereinfachten Fahrzeugmessung.

Es muss angemerkt werden, dass die auf diese Weise ermittelten Speichermengen nicht direkt mit den Werten vergleichbar sind, die nach einer Stillstandszeit gemessen wurden. Eine Vergleichbarkeit kann aber hergestellt werden, wenn zu den mit verzögertem Trocknungsbeginn gemessenen Werten der während der Stillstandszeit abgetropfte Anteil addiert wird. Dieser Anteil ist durch die zeitliche Erfassung der abgetropften Wassermasse in den Messdaten enthalten.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchungen zur Wasserspeicherung in Verdampfern bzw. Klimageräten haben gezeigt, dass die maximale Speichermenge beim Auftreten eines Kondensatmassenstromes nicht von dessen Größe und daher auch nicht von Temperatur und Feuchte des zugeführten Luftstromes abhängt. Erheblichen Einfluss auf die maximale Speichermenge hat der Luftmassenstrom. In Versuchen konnte nachgewiesen werden, dass bei geringen Luftmassenströmen höhere Speichermengen anfallen als bei großen Luftmassenströmen. Grund dafür sind höhere Luftgeschwindigkeiten am Verdampfereintritt, die bei einem größeren Luftmassenstrom auftreten.

Wie die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche gezeigt haben, werden derzeit in Klimageräten von Mittelklasse-Pkw mehr als 300 Gramm Wasser gespeichert. Außerdem stellte sich heraus, dass die Alterung der Verdampferbeschichtung einen entscheidenden Einfluss auf die Speicherung von Wasser im Klimagerät haben kann. Festgestellt wurde eine Zunahme der Speichermenge um ca. 50 % bei gealterten Verdampfern.

In der Literatur und den Patenten sind zahlreiche Ansätze zu finden, wie die Menge des gespeicherten Wassers unter den gegebenen Rahmenbedingungen reduziert werden kann. Einige dieser Ansätze wurden im Versuch bewertet. So zeigte der Vergleich eines konventionellen Verdampfers mit einem Verdampfer mit Lamellenteilung, dass durch den Einsatz einer solchen Konstruktion das gespeicherte Wasser um bis zu 40 % reduziert werden kann. Weiterhin wurde eine lamellenlose Verdampferkonstruktion untersucht. Hierbei ergab sich ein Reduktionspotential von bis zu 80 %. Außerdem fanden Versuche mit einem modifizierten Klimagerät statt. Die Messungen zeigten, dass durch das Ausblasen mit sehr hohen Luftgeschwindigkeiten eine Reduzierung der Speichermenge um ca. 40 % erreicht werden kann.

Auffällig wenige der Ansätze zur Reduktion der Speichermenge finden ihren Eingang in die Serie. Ein Grund hierfür ist das Fehlen eines geeigneten Verfahrens zur Bestimmung des gespeicherten Wassers. Die bisher veröffentlichten Testverfahren zur Bestimmung des gespeicherten Wassers haben gemeinsam, dass sie sich nur auf den Verdampfer beziehen. Keine dieser Methoden erlaubt die Bewertung von Verbesserungen am Klimagerät oder dessen Betriebsweise. Kritisch zu betrachten ist auch die Tatsache, dass bei diesen Verfahren das Wasser in der Regel mechanisch (eintauchen, sprühen) eingebracht wird. Es können zwar reproduzierbare Ergebnisse geliefert werden, aber deren Übereinstimmung

mit den tatsächlichen Verhältnissen bei der Speicherung von Wasser im Betrieb des Verdampfers ist in Frage zu stellen.

Diese Lücke wird durch das in dieser Arbeit vorgestellte Verfahren geschlossen. In einem ersten Schritt zur Entwicklung dieser Methode wurden zunächst Referenzwerte aus dem Gewichtsunterschied von trockenen und durch den Betrieb benetzte Verdampfer ermittelt. Durch den Vergleich mit diesen Werten konnte gezeigt werden, dass die gespeicherte Wassermenge aus der Differenz des Wassergehaltes eines zum Trocknen des Verdampfers aufgewendeten Luftstromes bestimmt werden kann. Wie sich herausstellte, ist beim Trocknungsverfahren die Trägheit der Feuchtemessung auf der Abluftseite entscheidend für die Genauigkeit der Ermittlung des gespeicherten Wassers. Es wurden daher Maßnahmen für Aufbau und Auswertung der Versuche aufgezeigt, die dem Rechnung tragen.

In weiteren Versuchen konnte gezeigt werden, dass diese Methode auch für die Feststellung der gespeicherten Wassermenge in vollständigen Klimageräten praktikabel ist. Der Vergleich der Messwerte des Verdampfers als Einzelkomponente und des Klimagerätes hat verdeutlicht, dass sich die Strömungsverhältnisse im Gerät auf die Speicherung von Wasser auswirken.

Da Klimageräte für kleine und große Fahrzeuginnenräume bezüglich der Speicherung von Wasser unterschiedlich bewertet werden müssen, ist bei der Festlegung der Obergrenze für das gespeicherte Wasser darauf Bezug zu nehmen. Sinnvoll ist der Bezug auf die Größe der Stirnfläche des Verdampfers. Diese Größe ist einfach nachzuprüfen. Indirekt wird damit auch Bezug auf die Kälteleistung genommen. Die Einheit für das gespeicherte Wasser lautet daher $\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{m}^2$.

Ein geeignetes Verfahren sollte bei kleineren Luftmassenströmen ansetzen, weil dabei die größten gespeicherten Wassermengen festgestellt werden. Da sehr kleine Luftmassenströme durch die ebenfalls kleinen Kälteleistungen am Prüfstand Probleme bei der Regelung der eingesetzten Verdichter verursachen können, wird ein Luftmassenstrom von 360 kg/h empfohlen. Die Luftbedingungen sind dabei so zu wählen, dass die maximale Speichermenge schnell erreicht wird, jedoch ein Austragen von Spritzwasser unterbleibt. Als guter Kompromiss hat sich diesbezüglich ein Luftzustand von 30 °C bei einer relativen Feuchte von 50 % erwiesen.

Nachdem die Zuverlässigkeit der Trocknungsmethode für die Bestimmung des gespeicherten Wassers bei Messungen an Verdampfern und gesamten Klimageräten nachge-

wiesen worden war, konnte dies auch für die Messung am Fahrzeug bestätigt werden. Es ist damit möglich, Fahrzeuge auf die Speicherung von Wasser in der Klimaanlage zu prüfen, ohne aufwändige Montagearbeiten vornehmen zu müssen.

Zu diskutieren bleibt die Frage, wie die Stillstandszeit (Abtropfzeit) zu wählen ist. Die in den hier vorgestellten Versuchen eingehaltene Zeit von 10 Minuten wurde gewählt, um mit den Referenztests vergleichen zu können. Weil bei diesen Tests die gespeicherte Wassermenge durch Auswiegen des Verdampfers bestimmt wurde, musste diese Zeitspanne für den Ausbau des Verdampfers aus dem Prüfstand vorgesehen werden. Wird die Speichermenge nach einer längeren Stillstandszeit als interessant angesehen, kann eine beliebig größere Zeitspanne gewählt werden. Durch die Definition einer längeren Stillstandszeit würden solche Verdampferkonstruktionen begünstigt, die auch ohne Luftimpuls ein gutes Abtropfverhalten zeigen (z.B. lamellenloser Verdampfer).

Die negativen Auswirkungen der Alterung der Bauteile auf die Speicherung von Wasser sind noch nicht ausreichend untersucht. An dieser Stelle besteht weiterer Forschungsbedarf.

Weitere Versuche müssen zeigen, ob bei der Fahrzeugmessung durch den vollständigen Entfall der Stillstandszeit auf die Wägung des abgetropften Wassers verzichtet werden kann. Zurzeit wird dieses Verfahren bereits in Vorversuchen getestet. Durch den Vergleich mit analog dazu durchgeführten Gerätemessungen kann entschieden werden, ob die geplante Vereinfachung möglich ist.

Mit den hier vorgestellten Ergebnissen wurde die Grundlage für die Bestimmung des gespeicherten Wassers in Verdampfern, Klimageräten und im Fahrzeug installierten Klimageräten gelegt. Damit konnte ein entscheidendes Hindernis für die Umsetzung von Lösungen zur Reduzierung der Menge des gespeicherten Wassers in Serienklimageräten ausgeräumt werden.

8 Literaturverzeichnis

- /1/ N. N.: DIN 1946, Teil 3. Raumlufttechnik - Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen. Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, 2006
- /2/ N. N.: VDI 6032. Hygiene-Anforderungen an die Lüftungstechnik in Fahrzeugen zur Personenbeförderung. Verein Deutscher Ingenieure, 2004
- /3/ N. N.: Selbststudienprogramm Nr. 208. Fahrzeugklimatisierung. Volkswagen AG, 1998
- /4/ Großmann, H.: Grundlagen der Pkw-Klimatisierung. Symposium an der Technischen Akademie Esslingen: Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, Esslingen, Mai 2001
- /5/ N. N.: DIN EN ISO 7730. Ermittlung des PMV und des PPD und Beschreibung der Bedingungen für thermische Behaglichkeit. Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, 1995
- /6/ Großmann, H.: Interne Mitteilungen Audi, 2005
- /7/ Kolb, A.: Kfz-Klimatisierung. Vorlesung, Technische Universität München, 2004
- /8/ N. N.: EU-Umweltrat beschließt Regelungen zu fluorierten Treibhausgasen. Pressemitteilung des Bundesministeriums für Umwelt und Reaktorsicherheit vom 14.10.2004
- /9/ Böttcher, C.: Aufbau moderner Klimageräte, Luftführung und Regelung. Haus der Technik: Grundlagen der Fahrzeugklimatisierung, Essen, 2002
- /10/ Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik: Handbuch der Klimatechnik - Band 2: Berechnung und Regelung. Verlag C.F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1989, S. 4-5
- /11/ Cerbe, G., Hoffmann, H.J.: Einführung in die Wärmelehre. 9. Auflage, Hanser Verlag, München, 1990
- /12/ Wongsan-gam, J., Nualboonrueng, T., Wongwises, S.: Performance of Smooth and Micro-Fin Tubes in High Mass Flux Region of R-134a During Evaporation. Heat and Mass Transfer, Nr. 40 (2004), S. 425-435
- /13/ N. N.: VDI-Wärmeatlas. Abschnitt Cc: Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten bei einigen Wärmeübertragerbauarten. Springer Verlag, Berlin, 1997

- /14/ N. N.: Vernetztes Studium Chemie. Internet-Lehrgangsunterlagen, Internetseite: www.vs-c.de; 2005
- /15/ N. N.: VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Mk 3.2.: Entfeuchten durch Kühlung. Springer Verlag, Berlin, 1997
- /16/ Glück, B.: Wärmeübertrager mit gewickelter Kapillarrohrmatte und radial geführtem Sekundärstrom. HLH Fachzeitschrift für Technische Gebäudeausrüstung, Ausgabe 9/2005, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 2005
- /17/ McLaughlin, W. J.; Webb, R. L.: Wet Air Side Performance of a Louver Fin Automotive Evaporator. SAE World Congress, Detroit, März 2000
- /18/ Falta, S., Bhatti, M.S., Joshi, S.M.: Europäische Patentschrift EP 962 736 A2. Gewellte Rippe für Verdampfer mit verbesserter Kondensatabführung. European Patent Office, 1999
- /19/ Bhatti, M.S., Joshi, S.M., Falta, S.: United States Patent US 6 435 268 B1. Evaporator with Improved Condensate Drainage. United States Patent and Trademark Office, 2002
- /20/ N. N.: Energie- und Stoffstromoptimierung in der betrieblichen Praxis der Lohnlackierung. Landesanstalt für Umweltschutz Baden-Württemberg, Karlsruhe, 2002
- /21/ Kobayashi, K., Osako, T., et al.: Development of Non-Chromate Surface Technology for Evaporators. SAE World Congress, Detroit, März 2002
- /22/ Casenave, C., de Pelsemaeker, G.: Development of Surface Coating for Evaporators. Society of Automotive Engineers, 2004
- /23/ Kresse, J., Nowak, A.: Alternativen zur Chromatierung von Aluminium und seinen Legierungen. DFO/DGO-Tagung, Düsseldorf, März 1995
- /24/ Min, J., Webb, R.L.: Condensate Formation and Drainage on Typical Fin Materials. Experimental Thermal and Fluid Sciences, Nr. 25 (2005), S. 101-111
- /25/ Koeppen, H.-J. et al.: Offenlegungsschrift DE 19750128A. Verfahren zur Behandlung der Oberfläche von Metallen oder Legierungen auf mikrobizide Wirksamkeit. Deutsches Patent- und Markenamt, 1999
- /26/ N. N.: Sicherheitsdatenblatt Palene 610. Nippon Denso Deutschland GmbH, 2003
- /27/ Brill, H.: Mikrobielle Materialzerstörung und Materialschutz – Schädigungsmechanismen und Schutzmaßnahmen. Gustav Fischer Verlag, Jena, 1995

- /28/ N. N.: Produktdatenblatt Deoxylyte. Henkel KGaA, Düsseldorf, 2002
- /29/ N. N.: Der NOKOLOK® Flux Lötprozess. Solvay Fluor und Derivate GmbH, Hannover, 1997
- /30/ Elsner, N.; Dittmann, A.: Grundlagen der Technischen Thermodynamik - Band 1: Energielehre und Stoffverhalten. Akademie Verlag, Berlin, 1993
- /31/ Großmann, H.: Heizung, Lüftung, Klimatisierung von Pkw. In: Hucho, W.-H. (Hrsg.): Aerodynamik des Automobils. Auflage 5, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2005, S. 757-805
- /32/ McLaughlin, W. J.; Webb, R. L.: Condensate Drainage and Retention in Louver Fin Automotive Evaporators. SAE World Congress, Detroit, März 2000
- /33/ Osada, H.; Aoki, H.; Ohara, T.; Kuroyanagi, I.: Experimental Analysis For Enhancing Automotive Evaporator Fin Performances. International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries. Banff (Kanada), Juli 1999, S. 442-443
- /34/ Zhong, Y., Joardar, A., Gu, Z., Park, Y.-G., Jacobi, A.M.: Dynamic Dip Testing as a Method to Assess the Condensate Drainage Behavior from the Air-Side Surface of Compact Heat Exchangers. Experimental Thermal and Fluid Science, Nr. 29 (2005), S. 957-970
- /35/ Wang, C.C., et al.: Experimental Study of Heat Transfer Characteristics of Automotive Evaporators. ASHRAE Transactions, Vol. 100, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1994, S. 575-582
- /36/ Mizuno, H., Uchiyama, K., Sako, R., Sato, S., Sakakibara, K.: Multifunctional Surface Treatment for Car Air Conditioners. Society of Automotive Engineers, 1998
- /37/ Kawakubo, M., Kasebe, O., Uchiyama, K., Kobayashi, K., Hasegawa, E., Ohara, T.: Reduction of Odor Adhesion to Evaporator. Society of Automotive Engineers, 2004
- /38/ Meschke, J.: Langstreckenkomfort – Einflussgrößen und Bewertung. Vortrag, Fachausschusssitzung Anthropotechnik der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt e.V., Wolfsburg, Oktober 2005
- /39/ Leguay, S.: Beschlagbildung an der Scheibeninnenfläche. Symposium an der Technischen Akademie Esslingen: Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, Esslingen, Oktober 2003

- /40/ Kim, M.-H., Youn, B., Bullard, C.W.: Effect of Inclination on the Air-side Performance of a Brazed Aluminum Heat Exchanger Under Dry and Wet Conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer, Nr. 44 (2001), S. 4613-4623
- /41/ Shirota, Y. et al.: United States Patent US 5755107A1. Automotive Air Conditioner. United States Patent and Trademark Office, 1996
- /42/ Ito et al.: Offenlegungsschrift DE 19835448A1. Klimaanlage. Deutsches Patent- und Markenamt, 1999
- /43/ Schlenz, D. et al.: Offenlegungsschrift DE 10062824A1. Klimaanlage. Deutsches Patent- und Markenamt, 2002
- /44/ Busch, L. et al.: Patentschrift DE 3836049C1. Betriebsverfahren für eine Fahrzeug-Klimaanlage. Deutsches Patent- und Markenamt, 1990
- /45/ Schick Tanz, N.: Offenlegungsschrift DE 3907201A1. Klimaanlage für Kraftfahrzeuge mit einem von Kühlen auf Heizen umschaltbaren Kreislauf. Deutsches Patent- und Markenamt, 1990
- /46/ Großmann, H. et al.: Patentschrift DE 4023046C2. Verfahren zum Betreiben einer Kraftfahrzeug-Klimaanlage. Deutsches Patent- und Markenamt, 1992
- /47/ Tadayoshi, T. et al.: Europäische Patentschrift EP 656273B1. Klimaanlage für ein Fahrzeug. European Patent Office, 1998
- /48/ Suzuki et al.: Offenlegungsschrift DE 4009997A1. Verdampfer. Deutsches Patent- und Markenamt, 1990
- /49/ Hausmann, R.: Europäische Patentschrift EP 0910778B1. Flachrohrverdampfer mit vertikaler Längserstreckungsrichtung der Flachrohre bei Kraftfahrzeugen. European Patent Office, 1999
- /50/ Kuroyanagi et al.: United States Patent Nr. US 6308527B1. Refrigerant Evaporator with Condensed Water Drain Structure. United States Patent and Trademark Office, 1999
- /51/ Kamiya, S., Mori, M., Ohara, T., Torigoe, E.: Development of High Performance Evaporator. Society of Automotive Engineers, 1998
- /52/ Obrist, F. et al.: Offenlegungsschrift DE 102004011608A1. Wärmeübertrager einer Fahrzeugklimaanlage. Deutsches Patent- und Markenamt, 2005

- /53/ Mathur, G.D.: Water Carryover Characteristics from Evaporator Coils During Transitional Airflows. Society of Automotive Engineers, 2000
- /54/ Webb, R.L.; Rudy, T.M.; Kedzierski, M.A.: Prediction of Condensation on Horizontal Integral-Fin Tubes. Journal of Heat Transfer, Vol. 107 (1985), S. 369-376
- /55/ Zang, C.A.; Hu, H.; Jacobi, A.M.; Kaiser, J.M.: Water Condensate Retention and Wet Fin Performance in Automotive Evaporators. Society of Automotive Engineers, 2001
- /56/ N. N.: DIN 4108, Teil 5. Wärmeschutz im Hochbau, Berechnungsverfahren. Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, 1981
- /57/ Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik: Handbuch der Klimatechnik - Band 2: Berechnung und Regelung. Verlag C.F. Müller GmbH, Karlsruhe, 1989, S. 82-85

Anhang

Fehlermöglichkeiten

Systematische Fehler

Anordnung des ablufseitigen Feuchtefühlers:

Die Anordnung dieses Luftfeuchtefühlers ist für die Genauigkeit des Verfahrens von entscheidender Bedeutung. Wichtig ist eine hohe Luftgeschwindigkeit an der Messstelle. Keinesfalls darf es jedoch zu einem Übertrag von Wassertropfen von der Verdampferoberfläche auf den Sensor kommen.

Strähnigkeit des ablufseitigen Luftfeuchteprofils:

Die räumlich stark unterschiedliche Speicherung von Wasser im Verdampfer verursacht im Feuchteprofil der austretenden Luft eine Strähnigkeit. Da für die Messung die mittlere Feuchte des Luftstromes relevant ist, sollte vor der Luftfeuchtemessung auf eine Durchmischung bzw. Zusammenführung (Trichter) der Luft geachtet werden.

Bestimmung des Wassergehaltes der Luft:

Viele handelsübliche Luftfeuchtesensoren können neben der relativen Luftfeuchte auch die Temperatur und den Wassergehalt ausgeben. Tatsächlich gemessen werden dabei aber nur die beiden ersten Größen, der Wassergehalt wird aus diesen Werten errechnet. Da in die Berechnung des Wassergehaltes aber zusätzlich der Luftdruck an der Messstelle eingeht, wird hier zumeist der Normdruck von 1013 hPa als Konstante verwendet. Abhängig vom tatsächlichen Luftdruck sind auf diese Weise erhebliche Fehler bei der Bestimmung des Wassergehaltes möglich. Für eine exakte Angabe des Wassergehaltes muss dieser aus den Messwerten für relative Feuchte, Temperatur und Luftdruck berechnet werden.

Vorlaufzeit:

Bei der Messung soll die maximale Wasserspeicherung im Verdampfer bzw. im Klimagerät ermittelt werden. Es ist daher entscheidend, vor dem Trocknungsprozess so lange konstanten Kondensatmassenstrom zuzuführen, bis die Maximalmenge der Speicherung tatsächlich erreicht wird. Bei den vorgeschlagenen Versuchsbedingungen mit einer relativen Luftfeuchte von 50 % und einer Temperatur von 30 °C wird eine maximale Speichermenge von etwa 300 Gramm auch bei einem geringen Luftmassenstrom von 240 kg/h innerhalb einer Stunde erreicht. Wenn die Parameter des Kältekreislaufs nicht genau beeinflusst werden können (z.B. bei einer Fahrzeugmessung), muss besonders bei kleinen Luftmassenströmen eine verlängerte Vorlaufzeit abgewartet werden.

Absperren des Verdampfers:

Wenn der Kältekreislauf nach dem Ende der Vorlaufzeit abgeschaltet wird, müssen auch die Kältemittelleitungen zum Verdampfer abgesperrt werden. Anderenfalls führt nachverdampfendes Kältemittel zu einer weiteren Kondensation am Verdampfer während der Stillstandsphase. Bei einer Fahrzeugmessung ließe sich das Absperren der Kältemittelleitungen nur sehr aufwändig realisieren. Der dadurch verursachte Messfehler muss bei diesem Versuch akzeptiert werden.

Fehleranalyse anhand des Δx -Verlaufs:

Bei der Auswertung einer Messung empfiehlt sich die genaue Betrachtung des Δx -Verlaufs. Es hat sich gezeigt, dass durch die Analyse dieser Kurve nicht nur das Integral der Trocknung bestimmt werden kann, sondern auch Fehler der Messung erkannt werden können. Abb. 51 zeigt den Verlauf der Δx -Kurve bei einer fehlerhaften Messung wegen eines Defektes an der Luftklappenverriegelung vor dem Verdampfer.

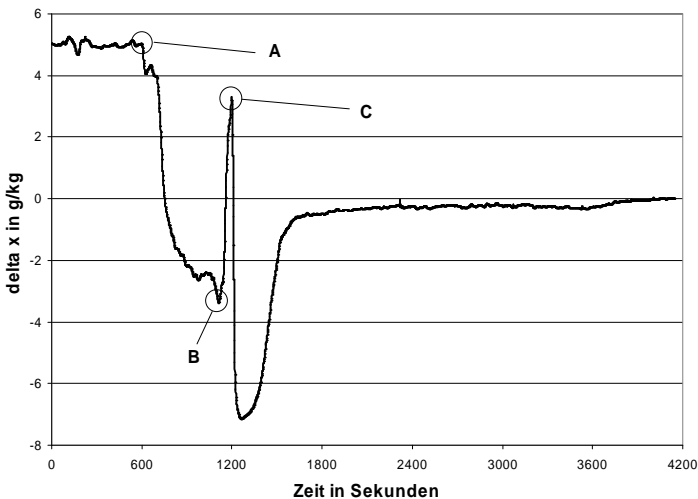


Abb. 51: Differenz des Wassergehaltes in Abhängigkeit von der Zeit bei einer Fehlmessung wegen undichter Klappe während der Stillstandszeit.

Sehr deutlich ist der starke Abfall der Kurve während der Stillstandszeit zwischen Punkt A und Punkt B zu erkennen. Bei dicht schließender Klappe stellt sich normalerweise am zuluftseitigen Sensor ein höherer Wassergehalt ein als beim abluftseitigen Sensor, d.h. die Differenz des Wassergehaltes bleibt im positiven Bereich. Der deutliche Abfall in den ne-

gativen Bereich weist darauf hin, dass der Wassergehalt am zuluftseitigen Sensor während der Stillstandsphase stark abgenommen hat. Dieser Effekt ist mit einem geringen Luftmassenstrom, der an der Klappe vorbei und über den Sensor strömte, zu erklären. Für diese Erklärung spricht auch der kurzzeitige Anstieg der Kurve zwischen Punkt B und Punkt C kurz vor dem Öffnen der Klappe. Hervorgerufen wurde dieser durch das vorübergehende dichte Verschließen der Klappe, weil diese zur manuellen Entriegelung fest angedrückt werden musste. Da der Leckluftstrom nicht bekannt ist, kann nicht festgestellt werden, wie viel Wasser schon während der Stillstandszeit getrocknet wurde. Somit ist die exakte Bestimmung der Menge des gespeicherten Wassers über das Trocknungsverfahren nicht möglich.

Außerdem kann durch die Analyse des Δx -Integrals festgestellt werden, ob zu Beginn der Trocknung des Verdampfers eine Vereisung vorgelegen hat. Besonders bei der Messung eines Verdampfers im Gerät ist diese Tatsache interessant, weil eine Vereisung hier nicht visuell erfasst werden kann. In Abb. 52 wird der Verlauf der Δx -Kurve bei der Trocknung eines vereisten Verdampfers gezeigt.

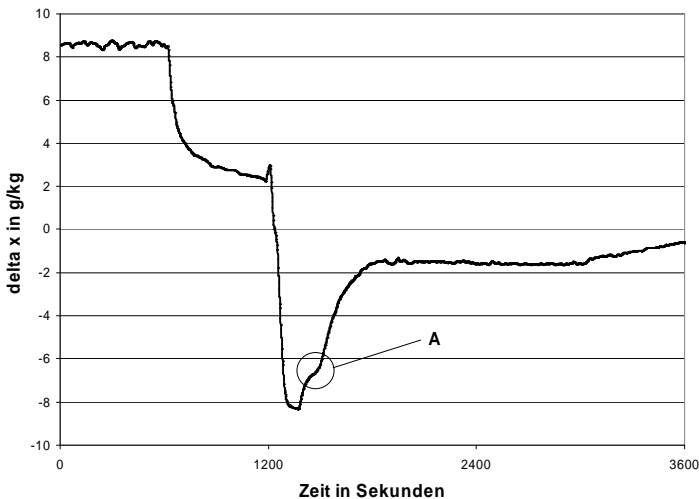


Abb. 52: Differenz des Wassergehaltes in Abhängigkeit von der Zeit bei einer Messung mit Vereisung des Verdampfers.

Entscheidend ist dabei der als Punkt A markierte Abschnitt. Darin ist zu erkennen, wie die Steigung der Kurve abflacht, um danach wieder steiler zu werden. Grund für diesen charak-

teristischen Verlauf ist der Abtauvorgang. Zu Beginn der Trocknungsphase, während der Verdampfer mit warmer, trockener Luft beaufschlagt wird, steigt die Temperatur nach Verdampfer, bedingt durch den Schmelzvorgang des Eises, nicht an. Der aus Temperatur und relativer Feuchte ermittelte Wassergehalt nach Verdampfer ist dadurch sehr klein. Sofort nach Beendigung des Schmelzvorganges steigt die Temperatur nach Verdampfer an, es kommt zu einer schnellen Erhöhung des Wassergehaltes nach Verdampfer. Weil der Wassergehalt vor Verdampfer zu diesem Zeitpunkt keine Änderung erfährt, wird die Differenz zwischen beiden kurzfristig geringer. Dieser Vorgang ist im Δx -Verlauf als Abflachung der Kurve zu erkennen.

Fehlerfortpflanzungsrechnung

Daten aus der Messung vom 09.03.2005, Plattenverdampfer, 30°C, 50% r.F., 360 kg/h, Zeile 1277, $t = \Delta x_{\min}$

Übersicht der ermittelten Einzelfehler:

Größe	Einheit	Position	Mittelwert	Fehler, abs.	Fehler %
Sättigungsdruck	Pa	vor	4130	24	0,58
		nach	1968	12	0,63
Gesamt- druck	Pa	vor	101957	400	0,39
		nach	101799	400	0,39
Wasser- gehalt	g/kg	vor	3,74	0,25	6,68
		nach	11,77	0,32	2,72
Wassergehalt-Diff.	g/kg	-	8,03	0,41	5,11
Sättigungsdichte	kg/m ³	-	0,030	$1,7 \cdot 10^{-4}$	0,58
Dichte Luft, f.	kg/m ³	-	1,171	$4,7 \cdot 10^{-3}$	0,41
Massenstr. Luft, f.	kg/h	-	495	2,6	0,52
Partialdruck, Dampf	Pa	-	610	41	6,79
Massenstr. Dampf	kg/h	-	1,85	0,13	7,03
Massenstr. Luft, tr.	kg/h	-	493	2,6	0,53
Masse Wasser getr.	g	-	1,1000	0,0565	5,13

Sättigungsdruck

$$p_s = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{8,02} \cdot 288,68$$

$$\vartheta_{vor} = 29,54 \text{ } ^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{nach} = 17,24 \text{ } ^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Mittelwerte:

$$\bar{p}_{s,vor} = 4129,57 \text{ Pa}$$

$$\bar{p}_{s,nach} = 1967,97 \text{ Pa}$$

Ableitung:

$$\frac{dp_s}{d\vartheta} = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{7,02} \cdot 2315,21 \cdot \frac{1}{100} = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{7,02} \cdot 23,1521$$

Einsetzen der Mittelwerte vor Verdampfer:

$$\frac{dp_s}{d\vartheta} = \left(\frac{29,54}{100} + 1,098 \right)^{7,02} \cdot 23,1521 = 237,69$$

$$\Delta p_{s,vor} = \frac{dp_s}{d\vartheta} \cdot \Delta \vartheta = 237,69 \cdot 0,1 = 23,8$$

Einsetzen der Mittelwerte nach Verdampfer:

$$\frac{dp_s}{d\vartheta} = \left(\frac{17,24}{100} + 1,098 \right)^{7,02} \cdot 23,1521 = 124,24$$

$$\Delta p_{s,nach} = \frac{dp_s}{d\vartheta} \cdot \Delta \vartheta = 124,24 \cdot 0,1 = 12,4$$

$$p_{s,vor} = 4129,57 \text{ Pa} \pm 23,8 \text{ Pa}$$

$$p_{s,nach} = 1967,97 \text{ Pa} \pm 12,4 \text{ Pa}$$

Gesamtdruck

$$p = p_0 + p_{Diff}$$

$$p_0 = 101703 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

$$p_{Diff, \text{vor}} = 254,18 \text{ Pa} \pm 1,5 \text{ Pa}$$

$$p_{Diff, \text{nach}} = 96,37 \text{ Pa} \pm 1,5 \text{ Pa}$$

Mittelwerte:

$$\bar{p}_{\text{vor}} = 101703 \text{ Pa} + 254,18 \text{ Pa} = 101957,18 \text{ Pa}$$

$$\bar{p}_{\text{nach}} = 101703 \text{ Pa} + 96,37 \text{ Pa} = 101799,37 \text{ Pa}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta p = \sqrt{(400 \text{ Pa})^2 + (1,5 \text{ Pa})^2} = 400 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{vor}} = 101957,18 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{nach}} = 101799,37 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

Wassergehalt

$$x = 0,622 \cdot \left(\frac{p_s \cdot \varphi}{p - p_s \cdot \varphi} \right)$$

$$p_{\text{vor}} = 101957,18 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{nach}} = 101799,37 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

$$p_{s, \text{vor}} = 4129,57 \text{ Pa} \pm 23,8 \text{ Pa}$$

$$p_{s, \text{nach}} = 1967,97 \text{ Pa} \pm 12,7 \text{ Pa}$$

$$\varphi_{\text{vor}} = 14,77 \% \text{ r.F.} \pm 1 \% \text{ r.F.} (\pm 0,7 \% \text{ r.F.} + 2 \% \text{ vom Messwert})$$

$$\varphi_{\text{nach}} = 96,03 \% \text{ r.F.} \pm 2,6 \% \text{ r.F.} (\pm 0,7 \% \text{ r.F.} + 2 \% \text{ vom Messwert})$$

Mittelwerte:

$$x_{\text{vor}} = 0,0037434 \frac{\text{kg}_w}{\text{kg}_{L, \text{tr}}}$$

$$x_{nach} = 0,01177 \frac{kg_W}{kg_{L, tr}}$$

Ableitungen:

$$\frac{dx}{dp_s} = \frac{\varphi \cdot (p - p_s \cdot \varphi) - \varphi^2 \cdot p_s}{(p - p_s \cdot \varphi)^2} \cdot 0,622$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{p_s \cdot (p - p_s \cdot \varphi) - p_s^2 \cdot \varphi}{(p - p_s \cdot \varphi)^2} \cdot 0,622$$

$$\frac{dx}{dp} = 0,622 \cdot p_s \cdot \varphi \cdot (-1) \cdot (p - p_s \cdot \varphi)^{-2}$$

Einsetzen der Mittelwerte vor Verdampfer:

$$\frac{dx}{dp_s} = 9,010260239 \cdot 10^{-7}$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = 0,025191943$$

$$\frac{dx}{dp} = -3,693616815 \cdot 10^{-8}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta x_{vor} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{dx}{d\varphi} \cdot \Delta \varphi\right)^2 + \left(\frac{dx}{dp} \cdot \Delta p\right)^2}$$

$$\Delta x_{vor} = 2,532618155 \cdot 10^{-4}$$

$$x_{vor} = 3,74 \frac{g_W}{kg_{L, tr}} \pm 0,25 \frac{g_W}{kg_{L, tr}}$$

Einsetzen der Mittelwerte nach Verdampfer:

$$\frac{dx}{dp_s} = 5,865388807 \cdot 10^{-6}$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = 0,012020107$$

$$\frac{dx}{dp} = -1,177611313 \cdot 10^{-7}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta x_{nach} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{dx}{d\varphi} \cdot \Delta \varphi\right)^2 + \left(\frac{dx}{dp} \cdot \Delta p\right)^2}$$

$$\Delta x_{nach} = 3,243132607 \cdot 10^{-4}$$

$$x_{nach} = 11,77 \frac{g_w}{kg_{L,tr}} \pm 0,32 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

Differenz des Wassergehaltes

$$\Delta x = x_{vor} - x_{nach}$$

$$x_{vor} = 3,74 \frac{g_w}{kg_{L,tr}} \pm 0,25 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

$$x_{nach} = 11,77 \frac{g_w}{kg_{L,tr}} \pm 0,32 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

Mittelwert:

$$\Delta \bar{x} = -8,03 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta \Delta x = \sqrt{\left(0,25 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}\right)^2 + \left(0,32 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}\right)^2} = 0,41 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

$$\Delta x = 8,03 \frac{g_w}{kg_{L,tr}} \pm 0,41 \frac{g_w}{kg_{L,tr}}$$

Sättigungsdichte

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$p_{s, \text{vor}} = 4129,57 \text{ Pa} \pm 23,8 \text{ Pa}$$

$$\vartheta_{\text{vor}} = 29,54 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$R_D = \text{Gaskonstante von Wasserdampf} = 461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \text{ bzw. } \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Mittelwert:

$$\bar{\rho}_s = 0,0295621 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ableitungen:

$$\frac{d\rho_s}{dp_s} = \frac{1}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$\frac{d\rho_s}{d\vartheta} = -\frac{p_s}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)^2}$$

Einsetzen der Mittelwerte:

$$\frac{d\rho_s}{dp_s} = 7,15863503 \cdot 10^{-6}$$

$$\frac{d\rho_s}{d\vartheta} = 9,76645560 \cdot 10^{-5}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta\rho_s = \sqrt{\left(\frac{d\rho_s}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{d\rho_s}{d\vartheta} \cdot \Delta\vartheta\right)^2} = 1,70655206 \cdot 10^{-4}$$

$$\rho_s = 0,0295621 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \pm 1,707 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dichte der feuchten Luft

$$\rho_{L,f} = \varphi \cdot \rho_s + \frac{p - \varphi \cdot p_s}{R_L \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$p_{\text{vor}} = 101957,18 \text{ Pa} \pm 400 \text{ Pa}$$

$$p_{s,\text{vor}} = 4129,57 \text{ Pa} \pm 23,8 \text{ Pa}$$

$$\varphi_{\text{vor}} = 14,77 \% \text{ r.F.} \pm 1 \% \text{ r.F.}$$

$$\vartheta_{\text{vor}} = 29,54 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_s = 0,0295621 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \pm 1,707 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$R_L = \text{Gaskonstante der Luft} = 287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \text{ bzw. } \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Mittelwert:

$$\bar{\rho}_{L,f} = 1,17058475 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ableitungen:

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\rho_s} = \varphi$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{dp} = \frac{1}{R_L \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{dp_s} = \frac{\varphi}{R_L \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\vartheta} = -\frac{p - \varphi \cdot p_s}{R_L \cdot (273,15 + \vartheta)^2}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\varphi} = \rho_s + \frac{p_s}{R_L \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

Einsetzen der Mittelwerte:

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\rho_s} = \varphi = 0,1477$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{dp} = 1,16612773 \cdot 10^{-5}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{dp_s} = 1,69960981 \cdot 10^{-6}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\vartheta} = -3,85285440 \cdot 10^{-3}$$

$$\frac{d\rho_{L,f}}{d\varphi} = 0,07708179$$

Messunsicherheit:

$$\Delta\rho_{L,f} = \sqrt{\left(\frac{d\rho_{L,f}}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{d\rho_{L,f}}{dp} \cdot \Delta p\right)^2 + \left(\frac{d\rho_{L,f}}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2 + \left(\frac{d\rho_{L,f}}{d\vartheta} \cdot \Delta\vartheta\right)^2 + \left(\frac{d\rho_{L,f}}{d\varphi} \cdot \Delta\varphi\right)^2}$$

$$\Delta\rho_{L,f} = 4,74368413 \cdot 10^{-3}$$

$$\rho_{L,f} = 1,17058475 \frac{kg}{m^3} \pm 4,74368413 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$$

Luftmassenstrom, feucht

$$\dot{m}_{L,f} = \dot{V}_{L,f} \cdot \rho_{L,f}$$

$$\dot{V}_{L,f} = 422,88 \frac{m^3}{h} \pm 1,40 \frac{m^3}{h}$$

$$\rho_{L,f} = 1,17058475 \frac{kg}{m^3} \pm 4,74368413 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$$

Mittelwert:

$$\bar{m}_{L,f} = 495,02 \frac{kg}{h}$$

Ableitungen:

$$\frac{d\dot{m}_{L,f}}{dV_{L,f}} = \rho_{L,f}$$

$$\frac{d\dot{m}_{L,f}}{d\rho_{L,f}} = \dot{V}_{L,f}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta\dot{m}_{L,f} = \sqrt{\left(\frac{d\dot{m}_{L,f}}{d\dot{V}_{L,f}} \cdot \Delta\dot{V}_{L,f}\right)^2 + \left(\frac{d\dot{m}_{L,f}}{d\rho_{L,f}} \cdot \Delta\rho_{L,f}\right)^2} = 2,59$$

$$\dot{m}_{L,f} = 495,02 \frac{kg}{h} \pm 2,59 \frac{kg}{h}$$

Wasserdampfpartialdruck

$$p_D = \varphi \cdot p_s$$

$$p_s = 4129,57 \text{ Pa} \pm 23,8 \text{ Pa}$$

$$\varphi = 14,77 \% \text{ r.F.} \pm 1 \% \text{ r.F.}$$

Mittelwert:

$$\bar{p}_D = 609,94 \text{ Pa}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta p_D = \sqrt{\left(\frac{dp_D}{d\varphi} \cdot \Delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{dp_D}{dp_s} \cdot \Delta p_s\right)^2} = 41,4$$

$$p_D = 609,94 \text{ Pa} \pm 41,4 \text{ Pa}$$

Dampfmassenstrom in der Luft

$$\dot{m}_D = \frac{p_D \cdot \dot{V}_{L,f}}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$p_D = 609,94 \text{ Pa} \pm 41,4 \text{ Pa}$$

$$\dot{V}_{L,f} = 422,88 \frac{m^3}{h} \pm 1,40 \frac{m^3}{h}$$

$$\vartheta = 29,54 \text{ } ^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_D = \text{Gaskonstante von Wasserdampf} = 461,5 \frac{J}{kg \cdot K} \text{ bzw. } \frac{Pa \cdot m^3}{kg \cdot K}$$

Mittelwert:

$$\overline{m_D} = 1,85 \frac{kg}{h}$$

Ableitungen:

$$\frac{d\dot{m}_D}{dp_D} = \frac{\dot{V}}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$\frac{d\dot{m}_D}{d\dot{V}} = \frac{p_D}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)}$$

$$\frac{d\dot{m}_D}{d\vartheta} = - \frac{p_D \cdot \dot{V}}{R_D \cdot (273,15 + \vartheta)^2}$$

Einsetzen der Mittelwerte:

$$\frac{d\dot{m}_D}{dp_D} = 3,02734358 \cdot 10^{-3}$$

$$\frac{d\dot{m}_D}{d\dot{V}} = 4,36633785 \cdot 10^{-3}$$

$$\frac{d\dot{m}_D}{d\vartheta} = 6,10009234 \cdot 10^{-3}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta \dot{m}_D = \sqrt{\left(\frac{d\dot{m}_D}{dp_D} \cdot \Delta p_D \right)^2 + \left(\frac{d\dot{m}_D}{d\dot{V}} \cdot \Delta \dot{V} \right)^2 + \left(\frac{d\dot{m}_D}{d\vartheta} \cdot \Delta \vartheta \right)^2} = 0,12548249$$

$$\dot{m}_D = 1,85 \frac{kg}{h} \pm 0,13 \frac{kg}{h}$$

Luftmassenstrom, trocken

$$\dot{m}_{L,tr.} = \dot{m}_{L,f} - \dot{m}_D$$

$$\dot{m}_{L,f} = 495,02 \frac{kg}{h} \pm 2,59 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_D = 1,85 \frac{kg}{h} \pm 0,13 \frac{kg}{h}$$

Mittelwert:

$$\overline{\dot{m}_{L,tr.}} = 493,17 \frac{kg}{h}$$

Messunsicherheit:

$$\Delta \dot{m}_{L,tr.} = \sqrt{(\Delta \dot{m}_{L,f})^2 + (\Delta \dot{m}_D)^2} = 2,59$$

$$\dot{m}_{L,tr.} = 493,17 \frac{kg}{h} \pm 2,59 \frac{kg}{h}$$

Aus Trocknung ermittelte Wassermasse

$$m_{W,Trocknung} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta x_i \cdot \dot{m}_{L,tr,i} \cdot \Delta t_i$$

$$\Delta x = 8,03 \frac{g_W}{kg_{L,tr}} \pm 0,41 \frac{g_W}{kg_{L,tr}}$$

$$\dot{m}_{L,tr.} = 493,17 \frac{kg}{h} \pm 2,59 \frac{kg}{h} \rightarrow 0,13699167 \frac{kg}{s} \pm 7,1944 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Zur Vereinfachung wird das Δt auf eine Sekunde festgelegt und mit der in dieser Sekunde geförderten Luftmenge gerechnet:

$$m_{W,Trocknung \Delta t=1s} = \Delta x \cdot m_{L,tr.}$$

Mittelwert:

$$\overline{m_{W,Trocknung \Delta t=1s}} = 1,10004311 g_W$$

Messunsicherheit:

$$\Delta m_{W, Trocknung \Delta t=1s} = \sqrt{\left(\frac{dm_{W, Trocknung}}{d\Delta x} \cdot \Delta \Delta x\right)^2 + \left(\frac{dm_{W, Trocknung}}{dm_{L, tr.}} \cdot \Delta m_{L, tr.}\right)^2}$$

$$\Delta m_{W, Trocknung \Delta t=1s} = \sqrt{(0,13699167 \cdot 0,41)^2 + (8,03 \cdot 7,1944 \cdot 10^{-4})^2} = 0,05646291$$

$$m_{W, Trocknung \Delta t=1s} = 1,10004311 \text{ g}_W \pm 0,05646291 \text{ g}_W$$

$$m_{W, Trocknung \Delta t=1s} = 1,10004311 \text{ g}_W \pm 5,13 \%$$

Gesamte gespeicherte Wassermenge

$$m_{gesp} = m_{W, Trocknung} + m_{W, Waage}$$

$$\Delta m_{gesp} = \sqrt{(\Delta m_{W, Trocknung})^2 + (\Delta m_{W, Waage.})^2} = \sqrt{(5,13\%)^2 + (0,1\%)^2} = 5,13 \%$$

Berechnungen

Berechnung eines Kondensatmassenstromes

Gegeben sind:

Umgebungsluftzustand:	$\vartheta_1 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}, \varphi = 55 \%$
Oberfläche Verdampfer:	$\vartheta_2 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Ausblastemperatur:	$\vartheta_3 = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Luftmassenstrom:	$\dot{m}_L = 240 \text{ kg/h}$

Im Mollier-h,x-Diagramm lässt sich für den Zustand 1 ein Wassergehalt von $x_1 = 0,011 \text{ kg/kg}$ ablesen. Der Ausblaszustand liegt auf der Geraden zwischen dem Zustand an der Verdampferoberfläche ($3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 100% r.F.) und dem Ansaugzustand ($25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 55% r.F.). Am Schnittpunkt dieser Geraden mit der Ausblastemperatur von $8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ beträgt der Wassergehalt $x_3 = 0,0061 \text{ kg/kg}$. Der Kondensatmassenstrom errechnet sich gemäß Gl. 8:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{Ko} &= \dot{m}_L \cdot \Delta x \\ \dot{m}_{Ko} &= 2,29 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Unter den gegebenen Bedingungen fällt pro Stunde eine Kondensatmasse von 2,29 kg an. Der latente Wärmestrom für diesen Fall wird ermittelt aus dem Produkt von Kondensatmassenstrom und der Verdampfungsenthalpie von Wasser ($r = 2500 \text{ kJ/kg}$):

$$\begin{aligned}\Delta \dot{H}_{lat} &= \dot{m}_{Ko} \cdot r \\ \Delta \dot{H}_{lat} &= 1,59 \text{ kW}\end{aligned}\tag{Gl. A. 1}$$

Der gesamte Wärmestrom berechnet sich nach:

$$\begin{aligned}\Delta \dot{H} &= \Delta h \cdot \dot{m}_L \\ \Delta \dot{H} &= (52,81 - 23,77) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \frac{480 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} = 3,87 \text{ kW}\end{aligned}\tag{Gl. 1}$$

Der latente Anteil am gesamten Wärmestrom beträgt hier 41 %.

Berechnung des gespeicherten Wassers beim Trocknungsversuch

Das gesamte gespeicherte Wasser setzt sich aus dem durch die Waage ermittelten ausgeblasenen Anteil und dem getrockneten Anteil zusammen:

$$m_{\text{gesp}} = m_{W, \text{Trocknung}} + m_{W, \text{Waage}} \quad \text{Gl. 17}$$

Der getrocknete Anteil ergibt sich aus dem Integral des zeitlichen Verlaufs des Δx :

$$m_{W, \text{Trocknung}} = \int_{t_1}^{t_2} \Delta x(t) \cdot \dot{m}_{L, tr, i}(t) \cdot dt \quad \text{Gl. 21}$$

In der Versuchsauswertung wird nicht mit dem Integral der Funktion, sondern mit der Summation der Einzelwerte gearbeitet:

$$m_{W, \text{Trocknung}} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta x_i \cdot \dot{m}_{L, tr, i} \cdot \Delta t_i \quad \text{Gl. 22}$$

Das Δx ergibt sich aus der Differenz des Wassergehaltes vor und hinter dem Verdampfer:

$$\Delta x = x_{\text{vor}} - x_{\text{nach}} \quad \text{Gl. 20}$$

Der Wassergehalt x (in $\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}$) berechnet sich mit der gemessenen relativen Feuchte φ :

$$x = 0,622 \cdot \left(\frac{p_s \cdot \varphi}{p - p_s \cdot \varphi} \right) \quad \text{Gl. 18}$$

Im Luftkanal setzt sich der Druck p aus dem Umgebungsdruck und dem Differenzdruck an der Stelle der Feuchtemessung zusammen:

$$p = p_0 + \Delta p \quad \text{Gl. A. 2}$$

Der Sättigungsdruck p_s (in Pa) wird aus der Temperatur ϑ (in °C) ermittelt:

$$p_s = \left(\frac{\vartheta}{100} + 1,098 \right)^{8,02} \cdot 288,68 \quad \text{Gl. 19}$$

Der in Gl. 22 benötigte trockene Luftmassenstrom wird aus dem feuchten Luftmassenstrom und dem Wassergehalt ermittelt:

$$\dot{m}_{L,tr} = \frac{\dot{m}_{L,f}}{1+x} \quad \text{Gl. A. 3}$$

Der in Gl. A. 3 benötigte feuchte Luftmassenstrom ergibt sich aus dem gemessenen feuchten Luftvolumenstrom und der Dichte der feuchten Luft:

$$\dot{m}_{L,f} = \dot{V}_{L,f} \cdot \rho_{L,f} \quad \text{Gl. A. 4}$$

Die Dichte der feuchten Luft berechnet sich nach folgender Formel:

$$\rho_{L,f} = \frac{1+x}{R_L + x \cdot r_w} \cdot \frac{p}{(273,15 + \vartheta)} \quad \text{Gl. A. 5}$$

$$R_L = \text{Gaskonstante von Luft} = 287,1 \frac{J}{kg \cdot K} \text{ bzw. } \frac{Pa \cdot m^3}{kg \cdot K}$$

$$r_w = \text{Verdampfungsenthalpie von Wasser} = 2500 \frac{kJ}{kg}$$

Wie in Gl. A. 2 beschrieben, setzt sich auch in diesem Fall der Druck p aus Umgebungsdruck und dem Differenzdruck an der Messstelle zusammen.

Übersicht der durchgeführten Messungen

Messart	Luftzustand			Bemerkung
	Temperatur in °C	Rel. Feuchte in %	Luftmassenstrom in kg/h	
Verdampfer	30	30	240	--
			360	
			480	
			600	
		40	240	--
			360	
			480	
			600	
		50	240	--
			360	
			480	
			600	
			240	Verdampfer horizontal eingebaut
			360	
			480	
			600	
			240	Verdampfungsdruck 2,7 bar, Vereisung provoziert
			360	
			480	
			600	
			360	Luftprobenmessung
		60	240	--
			360	
			480	
			600	
	10	80	240	--
			360	
			480	
			600	

Messart	Luftzustand			Bemerkung
	Temperatur in °C	Rel. Feuchte in %	Luftmassenstrom in kg/h	
Gerät	30	50	240	--
			360	
			480	
			600	
			240	Gerät modifiziert (Jalousie)
			360	
			480	
			600	
Fahrzeug	30	30	253	--
			345	
			448	
			526	
		40	251	--
			349	
			454	
			519	
		50	262	--
			339	
			498	
			520	
			476	Stillstandszeit 12 Std.
		60	249	--
			341	
			439	
			577	

Produkthaftungsklausel

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Product liability clause

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen AG.